armando monte

elementi di
impianti industriali

volume I

IV^a edizione
2003

edizioni
libreria cortina
torino

Libreria Cortina s.r.l. TORINO Corso Marconi, 34/A
Libreria Cortina s.p.a. MILANO Largo Richini, 1
Via Botticelli, 22

Libreria Cortina s.r.l. VERONA Via Alberto Mario,10
Libreria Cortina s.r.l. PADOVA Via Marzolo, 2

Proprietà Letteraria Riservata

Fotocomposizione e Videoimpaginazione: la fotocomposizione s.c.r.l. - Via S. Pio V, 15/E - Torino
Stampa: Stampatre - Via Bologna, 220 - Torino

Presentazione di Vittorio Zignoli

Confesso che nel presentare questo meditato, difficile e chiarissimo lavoro che l'Autore, con la sua costante modestia, intitola "Elementi di Impianti Industriali", la mia soddisfazione per l'ottimo studio di uno dei miei ex allievi ed Aiuti che considero con gratitudine e affetto i continuatori più validi del mio insegnamento, si vela un poco di nostalgia.

Perché questo libro avrei voluto scriverlo io.

Ma, onestamente, non lo scrissi, sentendomi, in pratica, impreparato a trattare un argomento che richiedeva una grande esperienza progettativa e realizzativa dei moltissimi tipi d'industria e dei relativi impianti produttivi adatti ad ognuno di essi.

Specializzato in trasporti e strade, in costruzioni metalliche e in organizzazione scientifica, la mia esperienza specifica e la mia pratica professionale risultavano troppo limitate nel campo generale delle costruzioni per l'industria.

Io sono di quelli che, pur ritenendo fondamentale la conoscenza scientifica per ogni studio di opera umana, pensano anche che per lavorare nella scienza applicata, una notevole esperienza pratica professionale sia assolutamente necessaria per chi è chiamato a risolvere dei problemi pratici.

Come non concepisco un chirurgo preparato soltanto sui libri, così non mi persuade un progettista che non abbia progettato, seguito durante la costruzione e collaudato la sua opera, frequentando fabbriche, cantieri, impianti, e valutando, con sincera autocritica, pregi e difetti.

Fortunatamente, uno dei miei migliori allievi, il prof. Armando Monte, chiamato da me alla Scuola quando aveva già molti anni di pratica professionale, approfondita operando in uno dei gruppi di engineering *più fattivi,*

che ha avuto la ventura di progettare e seguire innumerevoli realizzazioni industriali in tutti i campi e in tutti i paesi del mondo, si dimostrava il più adatto per mettere il frutto della sua eccezionale esperienza a disposizione di coloro che si interessano a questa disciplina.

Ecco perché in questo libro, scritto con una chiarezza cristallina, si nascondono i risultati di profonde meditazioni, maturate nel definire a grandi linee un progetto e decidere una scelta, nella minuziosa ricerca di eventuali manchevolezze prima di affidare alla esecuzione un progetto dettagliato dell'opera, nel costante confronto con altre realizzazioni in Italia e all'estero.

Per questo, pur essendovi in questo libro quel tanto di scienza che serve di caso in caso ad impostare un problema, inquadrandolo con quella logica che è indispensabile al perfezionamento di ogni opera umana, vi sono anche i frutti di tanta esperienza e di tanto buon senso.

Già nei tredici capitoli del primo volume, che vanno dall'ubicazione alle caratteristiche generali programmatiche e tecniche di piano, appare chiaro quanto io ho sempre sostenuto, e cioè che la progettazione di un impianto industriale produttivo impone un lavoro di gruppo.

Occorrono infatti:

- *l'architettura, per rendere piacevole all'esterno e all'interno lo stabilimento;*
- *la conoscenza profonda della tecnologia del prodotto che l'impianto dovrà fabbricare;*
- *la scelta delle attrezzature (macchine e mezzi) più adatte a produrre economicamente e bene la quantità e la qualità del prodotto prescelto;*
- *la migliore disposizione dei mezzi esecutivi lungo le linee di fabbricazione, onde assicurare la continuità operativa, compito riservato all'organizzatore;*
- *la progettazione dell'opera muraria e metallica che dovrà accogliere i macchinari e gli impianti nella loro logica progressione;*
- *lo studio degli impianti di stabilimento (distribuzione dell'energia, condizionamento dell'aria, riscaldamento, illuminazione, distribuzione di fluidi, impianti igienici, antinfortunistica), prevedendo, fin dall'esecuzione delle costruzioni murarie, i passaggi per le condutture, gli appoggi per i mezzi sotterranei, a livello di pavimento e aerei, affinché non sia necessario, a costruzione eseguita, fare scavi, fori, aggiungere manufatti, mensole, supporti vari: tutti lavori che fanno perdere tempo e costano molto;*
- *infine, l'economista, che già all'inizio del progetto deve controllare la redditività dell'impianto giovandosi della mercatistica, della tendenza dei gusti e di quella dei costi e dei prezzi italiani ed esteri, e in seguito deve seguire da vicino la costruzione dell'impianto con il compito di evitare non giustificati divari fra il preventivo ed il consuntivo.*

Se il gruppo di lavoro non funziona col pieno accordo fra tutti gli specialisti responsabili, i risultati sono per lo più deludenti.

Se domina il progettista strutturale, si può arrivare a costruzioni che sembrano delle prigioni, e quel che è peggio, spesso, a dover costringere le linee di produzione ad adattarsi al fabbricato, mentre dovrebbe essere il contrario.

Se manca una sicura e precisa impostazione economica, si può arrivare a quelle cattedrali dell'industria improduttiva abbandonate alla rovina, che s'incontrano anche nelle nostre isole maggiori, monumenti ai miliardi inultimente sprecati, proposte da finanzieri impreparati e infidi, ai quali si commette la conduzione di un'azienda anche se poco sanno di organizzazione e s'interessano principalmente ai giri di capitale e ben poco del controllo produttivo di essa.

In questa luce, i successivi due capitoli, anch'essi molto importanti, trattano dei fabbricati industriali e dei loro servizi ausiliari, uffici, impianti igienico-sanitari, laboratori, refettori, infermeria.

Il capitolo sugli uffici si limita alla parte strutturale, senza entrare nel merito dei collegamenti fra uffici centrali e decentrati, tra la strategia dei primi e la tattica dei secondi, intesi come tramite fra il personale addetto alla fabbricazione e l'alta direzione, considerando giustamente i complessi problemi relativi come materia della scienza organizzativa della quale lo studio degli impianti è soltanto un capitolo, sia pure importantissimo, anzi fondamentale.

Gli ultimi sedici capitoli del primo volume trattano soprattutto dei mezzi di sollevamento e trasporto per movimentare materiali e persone lungo le linee della produzione, e dei magazzini ove si ricevono, si controllano, si conservano e si spediscono i manufatti. È questo un capitolo straordinariamente importante perché relativo ad una tecnica oggi in pieno processo evolutivo.

Il secondo volume è dedicato agli impianti di stabilimento e cioè alla distribuzione e al trattamento dei fluidi, alla forza motrice, all'illuminazione, al riscaldamento ed al condizionamento.

Ogni tipo di impianto è esaminato dal punto di vista tecnico e da quello economico, indicando caso per caso le soluzioni più consigliabili, tenendo anche conto del fattore umano.

Gli ultimi dodici capitoli contengono un accurato studio che potrei chiamare di tipo ecologico.

Quantunque già nella parte precedente ogni impianto sia completato con un'analisi dei pericoli e dei danni a cose e persone interne ed esterne

allo stabilimento che possono insorgere per un imperfetto funzionamento o una deficiente manutenzione, nell'ultima parte ogni tipo di impianto è ripreso in esame dal punto di vista della sicurezza e dell'igiene degli addetti al lavoro e della zona esterna ad esso, che possano essere condizionate da quanto avviene per completare il ciclo lavorativo dall'arrivo alla partenza di cose e persone che operano nell'azienda. Questo per evitare disturbi, danni e pericoli alla vita di quanto nel campo agricolo, animale, umano, può dipendere dalle lavorazioni e dalle attività inerenti alla produzione.

Concludendo: l'opera del prof. Monte, per la chiarezza, la dovizia dei dati e l'aggiornamento delle più recenti norme regolamentari, è nella letteratura italiana ed estera del ramo tra le migliori e più complete.

Pur essendo io da anni un diligente raccoglitore di quanto sugli impianti industriali si pubblica in Italia e all'estero, non ne conosco altre più consigliabili ai manager *provveduti e a tutti i tecnici della produzione.*

Prefazione alla prima edizione

Questo libro è stato compilato sulla scia delle lezioni del corso di Impianti Industriali svolto fin dal 1963 presso il Politecnico di Torino ed in base alle esperienze acquisite durante una pluriennale attività professionale presso la Fiatengineering S.p.A.

Si tratta quindi di un testo per studenti dell'ultimo anno della facoltà di ingegneria, ma che potrebbe risultare di qualche utilità anche per coloro che iniziano la professione nel settore impiantistico oppure per quei tecnici che – operando in settori complementari – ricerchino conoscenze impiantistiche.

La scelta dei caratteri di stampa ed il formato ridotto delle figure trovano giustificazione nella ricerca del minimo costo del libro, per il quale l'autore rinuncia ad ogni provento.

Nel ringraziare tutti coloro che hanno collaborato all'opera, l'autore esprime un solo auspicio: che questo testo, al quale ha dedicato diversi anni, risulti – sia pure in piccola parte – di qualche utilità al lettore. Sarebbe la migliore ricompensa per il lavoro svolto.

Armando Monte

Torino, aprile 1978

NOTA DELL'AUTORE

Esaurite le precedenti edizioni, l'editore ha chiesto di poter procedere in tempi brevi ad un'ulteriore ristampa di questo volume. Mi sono così trovato di fronte al seguente dilemma: da una parte l'urgenza dell'editore, dall'altra l'esigenza di una completa rielaborazione del testo, la cui stesura risaliva agli anni Ottanta. Purtroppo, riscrivere un libro richiede un tempo notevole, a scapito di chi vorrebbe poterne disporre al più presto.

Ha pertanto prevalso la tesi dell'urgenza rispetto alla riscrittura integrale. Di conseguenza, mi sono limitato ad apportare correzioni, aggiunte ed aggiornamenti ovunque risultava indispensabile, rinunciando ad una pur sentita esigenza di rifare tutto quanto ex-novo. Nel breve tempo a disposizione, sono comunque riuscito a consegnare all'editore alcuni nuovi capitoli, raccolti nella seconda parte di questo volume.

Agli studenti, poi, non mi stanco mai di ripetere che toccherà a loro aggiornarsi sui futuri sviluppi della normativa nei vari campi in cui saranno chiamati ad operare.

L'autore

Torino, settembre 2002

NOTA DELL'EDITORE

Come editore dei due volumi del prof. Armando Monte abbiamo ritenuto preferibile, ad ogni altra valutazione, riportare la recensione che l'ing. Giulio Galli ne ha fatto su "Il Giornale dell'Ingegnere".

"È stata pubblicata una nuova edizione dei due volumi costituenti questa possente opera del prof. Armando Monte, docente al Politecnico di Torino, Dipartimento di Sistemi di produzione ed Economia d'Azienda.

Un'opera che il prof. Vittorio Zignoli definisce, nella prefazione, tra le migliori e più complete nella letteratura italiana ed estera del settore e fra le più consigliabili a *manager* e tecnici della produzione, oltre che chiaramente testo completo ed aggiornato per gli studenti universitari dell'ultimo anno della Facoltà di ingegneria. Il testo aggiornato, vede anche l'aggiunta di alcuni nuovi capitoli nel primo volume, frutto della continua grande esperienza progettiva e realizzativa, in molteplici tipi di industrie ed impianti produttivi, vissuta dall'autore operando per anni in una importante società di progettazione e produzione di impianti.

Tale esperienza si riflette nella ricchezza dei capitoli del primo volume, destinati all'esame dei molteplici aspetti e delle relative differenti competenze ed esperienze professionali, che concorrono a realizzare il progetto di un impianto nella sua complessività.

Dagli aspetti ubicazionali, di dimensionamento e di studio del *plant layout* agli aspetti economici e di redditività degli investimenti impiantistici.

Dalla tipologia dei fabbricati, ai mezzi di trasporto interni nelle varie tipologie, ai magazzini ed agli impianti antinfortunistici e antincendio; ciascun capitolo corredato di opportuna bibliografia.

Il secondo volume è dedicato agli impianti di stabilimento e cioè alla distribuzione e al trattamento dei fluidi, alla forza motrice, alla illuminazione, al riscaldamento e al condizionamento.

Ogni tipo di impianto viene esaminato sotto gli aspetti tecnici ed economici, individuandone le soluzioni più favorevoli, tenuto conto degli aspetti sia umani che ambientali. Quindi dall'inquinamento dell'aria e dell'acqua e dei relativi impianti di depurazione e trattamento, allo smaltimento dei fanghi derivanti dal trattamento delle acque reflue, fino allo smaltimento dei rifiuti solidi.

L'inquinamento da rumore e relativi metodi di controllo; le vibrazioni, le sorgenti e le riduzioni.

Infine, ergonomia e uso razionale dell'energia, *l'energy manager*, i possibili interventi, esempi di *energy saving*.

Ogni capitolo è corredato di normativa e bibliografia.

Nel loro complesso i due volumi costituiscono, oltre che il testo di un corso universitario, un vero manuale, utile a quanti sono professionalmente coinvolti con l'impiantistica industriale".

Giulio Galli

da "Il GIORNALE dell'INGEGNERE"

Indice generale

Volume I

		pag.
	Introduzione	1
1.	L'ubicazione di un impianto industriale e la scelta del terreno	7
2.	Potenzialità dell'impianto	19
3.	Lo studio del plant layout	23
4.	L'impiego di modelli bi- e tridimensionali per lo studio del plant layout	49
5.	Scelta del plant layout ottimale	57
6.	Ingegneria economica	67
7.	Elementi di programmazione lineare	97
8.	Elementi di statistica	109
9.	Cenni sulle ricerche di mercato	131
10.	Elementi di teoria delle code	135
11.	Il metodo delle osservazioni istantanee	159
12.	Tecniche di programmazione	165
13.	I fabbricati industriali	181
14.	Servizi generali, ausiliari, igienico-sanitari	227
15.	Trasporti interni e mezzi di contenimento	247
16.	Paranchi e argani	267
17.	Carriponte (gru a ponte)	287
18.	Gru	337
19.	Implement per gru	347
20.	Carrelli	353
21.	Trasportatori a rulli	373
22.	Trasportatori a nastro	389
23.	Elevatori	411
24.	Trasportatori a catena	421
25.	Trasportatori vibranti	437
26.	Trasportatori particolari per materiali alla rinfusa	447
27.	Ascensori e montacarichi	455
28.	Sistemi di trasporto persone	465
29.	Trasporti pneumatici	475
30.	I magazzini industriali	505
31.	Arrivo e spedizione dei materiali	563

pag.

Appendice 583

I. Sistemi di trasporto AGV 585
II. Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori 615
III. Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid) 627
IV. Carrelli semoventi elevatori 643
V. I trasloelevatori 675
VI. Magazzini intensivi per unità di carico 715
VII. Soluzioni di magazzini in funzione del picking 739
VIII. Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni 755
IX. Norme antinfortunistiche sui trasporti interni 773
X. Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico 785
XI. Impianti automatici di rivelazione d'incendio 803
XII. Protezioni antincendio nei magazzini intensivi 811

Volume II

32. Impianti di distribuzione dei fluidi (piping)
33. Montaggio e protezione delle tubazioni
34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua
35. Impianti di distribuzione dell'acqua
36. Fognature e reti di recupero delle acque
37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio
38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa
39. Oli minerali
40. Servomezzi gassosi
41. Impianti elettrici
42. Impianti di illuminazione
43. Impianti termici
44. Impianti di condizionamento dell'aria
45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione
46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua
47. Trattamenti delle acque primarie
48. Trattamenti delle acque reflue
49. Trattamenti dei fanghi
50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi
51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo
52. Le vibrazioni ed il loro controllo
53. Cenni di ergonomia
54. Uso razionale dell'energia

Indice del I volume

pag.

Presentazione *di Vittorio Zignoli* III

Prefazione alla prima edizione VII

Nota dell'Autore VIII

Nota dell'Editore IX

Introduzione 1

1. L'ubicazione di un impianto industriale e la scelta del terreno 7
1.1. Generalità 7
1.2. Fattori ubicazionali a carattere territoriale 7
1.3. La scelta del terreno 10
1.4. Il decentramento industriale 13
1.5. La scelta ubicazionale in base ai costi totali 14
1.6 La scelta ubicazionale in base al costo dei trasporti 15
1.7. L'ubicazione in base a punteggio 16
1.8. Bibliografia 17

2. Potenzialità dell'impianto 19
2.1. Generalità 19
2.2. Fattori che influenzano la potenzialità di un impianto 19
2.3. Bibliografia 22

3. Lo studio del plant layout 23
3.1. Generalità 23
3.2. Raccolta e analisi dei dati di partenza 24
3.3. Ricerca delle possibili soluzioni 26
1) Tipi di lavorazioni 26
2) Sistemi di trasporto interno 30
3) Posto di lavoro 31

pag.

3.4 Criteri di studio delle soluzioni di plant-layout ... 36
A) Metodo delle intensità di traffico ... 38
B) Metodo del triangolo di Buff ... 40
3.5. Impiego degli elaboratori elettronici per lo studio del plant-layout ... 41
3.6. Considerazioni conclusive ... 45
3.7. Bibliografia ... 48

4. L'impiego di modelli bi-e tridimensionali per lo studio del plant layout ... 49
4.1. Generalità ... 49
4.2. Modelli bidimensionali ... 49
4.3. Modelli tridimensionali ... 52

5. Scelta del plant layout ottimale ... 57
5.1. Premesse ... 57
5.2 Metodo dei momenti ... 57
5.3. Metodo grafico ... 59
5.4. Le curve isocosto ... 62
5.5. Applicazione di modelli matematici ... 65
5.6. Bibliografia ... 66

6. Ingegneria economica ... 67
6.1. Generalità ... 67
6.2. Interesse semplice ... 68
6.3. Interesse composto ... 68
6.4. Ammortamento e valore attuale ... 69
6.5. Esempio di valutazione economica ... 76
6.6. Costo di utilizzo di un impianto e piani di ammortamento ... 76
6.7. Deprezzamento ... 79
6.8. Cenni sui costi nell'industria ... 80
6.9. Valutazione della redditività degli investimenti impiantistici ... 84
A. Finanziamenti a lungo termine ... 84
B. Redditività degli investimenti ... 86
C. Metodi di valutazione ... 88
I. Periodo di recupero (pay-back) ... 88
II. Flusso netto di cassa attualizzato (discounted cash-flow) ... 89
III. Indice di redditività (profitability index) ... 90
IV. Tasso interno di redditività (internal rate of return IRR) ... 91
6.10 Gestione economico-finanziaria di un progetto di investimento ... 93
6.11 La creazione del valore ... 95
6.12 Bibliografia ... 96

7. Elementi di programmazione lineare ... 97
7.1. Generalità ... 97

pag.

7.2. Definizioni e simboli ... 97
7.3 Impostazione del problema ... 99
7.4 Risoluzione del problema ... 102
7.5. Metodo dei trasporti o di Hitchcock ... 104
7.6. Bibliografia ... 108

8. Elementi di statistica ... 109
8.1. Generalità ... 109
8.2. Distribuzioni di frequenza ... 109
8.3. Misure descrittive di una distribuzione ... 113
8.4. Altri parametri di una distribuzione ... 115
8.5 Probabilità ... 117
8.6. Probabilità totale e probabilità composta ... 117
8.7. Variabile casuale ... 118
8.8. Distribuzioni teoriche di probabilità ... 119
La distribuzione normale ... 119
La distribuzione binomiale ... 123
La distribuzione di Poisson ... 124
8.9. Teoria del campione ... 124
8.10. Determinazione della numerosità del campione ... 127
8.11. Bibliografia ... 129

9. Cenni sulle ricerche di mercato ... 131
9.1. Generalità ... 131
9.2. La tecnica delle ricerche di mercato ... 132
9.3. Esempi ... 133
9.4. Bibliografia ... 134

10. Elementi di teoria delle code ... 135
10.1. La legge di Poisson ... 135
10.2. Il test KS ... 137
10.3. Il test χ^2 ... 140
10.4. Applicazioni in campo impiantistico ... 143
10.5. Simbologia ... 145
10.6. Impostazione del problema ... 145
10.7. Alcuni modelli teorici sulle code ... 147
10.8. Il metodo di Monte Carlo ... 150
10.9. Alcuni esempi ... 154
10.10. Bibliografia ... 158

11. Il metodo delle osservazioni istantanee ... 159
11.1. Concetti informatori del metodo ... 159
11.2. Come si applica il metodo ... 161
11.3. Esempio ... 162
11.4. Bibliografia ... 163

12. Tecniche di programmazione ... 165
12.1. Il diagramma di Gantt ... 165

pag.

12.2. Il metodo PERT ... 166
12.3. Applicazione del PERT alla programmazione della costruzione di uno stabilimento ... 174
12.4. Il metodo CPM ... 177
12.5. La curva a S ... 178
12.6. Bibliografia ... 180

13. I fabbricati industriali ... 181
13.1. Generalità ... 181
13.2. Classificazione dei fabbricati ... 183
13.3. Sistemi costruttivi ... 183
13.4. Principali parti costituenti dei fabbricati ... 185
A) Fondazioni ... 185
B) Strutture portanti ... 186
C) Coperture e pareti ... 191
a) Illuminazione naturale dei fabbricati industriali ... 191
b) Acclimazione dei fabbricati industriali ... 196
c) Tipi di coperture ... 201
d) Tipi di pareti ... 203
D) Pavimenti ... 207
E) Strutture varie ... 210
a. Cancelli, portoni, barriere ad aria e porte ... 210
b. Scale ... 220
c. Serramenti ... 222
d. Scarichi delle acque piovane ... 222
e. Fognature ... 222
13.5. L'impiego del colore ... 224
13.6. Bibliografia ... 226

14. Servizi generali, ausiliari, igienico-sanitari ... 227
14.1. Servizi generali ... 227
Uffici ... 227
Laboratori ... 232
Mensa o ristorante ... 233
Infermeria ... 235
14.2. Servizi ausiliari ... 236
14.3. Servizi igienico-sanitari ... 236
14.4. Servizi vari ... 240
14.5. Locali diversi ... 240
14.6. Accessi allo stabilimento ... 241
14.7. Vie interne allo stabilimento ... 243
14.8. Bibliografia ... 244

15. Trasporti interni e mezzi di contenimento ... 247
15.1. Generalità ... 247

pag.

15.2. Classificazione dei trasporti interni ... 248
15.3. Unità di carico ... 250
15.4. Palette ... 252
15.5. Contenitori e container ... 257
15.6. Cassette ... 261
15.7. Gestione dei trasporti interni ... 263
15.8. Bibliografia ... 266

16. Paranchi e argani ... 267
16.1. Paranchi ... 267
16.2. Criteri di scelta dei paranchi ... 270
16.3. Paranchi scorrevoli su monorotaia ... 277
16.4. Argani ... 283
16.5. Dimensionamento di funi e tamburi ... 283
16.6. Bibliografia ... 286

17. Carriponte (gru a ponte) ... 287
17.1. Generalità ... 287
17.2. Dati di progetto ... 289
17.3. Classificazione dei carriponte ... 293
17.4. Forze da considerare nel calcolo dei carriponte ... 294
17.5. Sicurezze antinfortunistiche ... 296
17.6. Motori ed apparecchiature elettriche ... 298
17.7. Elementi per la progettazione dei carriponte ... 299
A) Carrello-argano ... 301
B) Trave o ponte ... 302
C) Travi di testata o travi portaruote ... 310
D) Ruote ... 311
E) Rotaie ... 315
F) Vie di corsa o piani di scorrimento ... 317
G) Pilastri portanti le vie di corsa ... 321
H) Calcolo delle potenze elettriche ... 322
I) Altri elementi di calcolo ... 328
17.8. Sollevamento di portate diverse ... 329
17.9. Carriponte sospesi ... 330
17.10. Collaudo dei carriponte ... 333
17.11. Bibliografia ... 335

18. Gru ... 337
18.1. Generalità ... 337
18.2. Gru a portale o a cavalletto ... 337
18.3. Gru a bicicletta o a parete ... 341
18.4. Gru a bandiera ... 342
18.5. Gru a piattaforma girevole ... 343
18.6. Bibliografia ... 346

pag.

19. Implement per gru 347

20. Carrelli 353
20.1. Generalità 353
20.2. Carrelli a traslazione manuale 354
20.3. Carrelli trasportatori-elevatori con azionamento manuale 355
20.4. Carrelli motorizzati 356
20.5. Caratteristiche dei carrelli motorizzati 357
20.6. Tipi di carrelli trasportatori-elevatori 365
20.7. Attrezzi speciali per carrelli 369
20.8. Bibliografia 370

21. Trasportatori a rulli 373
21.1. Generalità 373
21.2. Particolarità costruttive 374
21.3. Classificazione dei trasportatori a rulli 376
21.4. Moto sui trasportatori a gravità 379
21.5. Scelta dei rulli 380
21.6. Trasportatori a rotelle 381
21.7. Curve e deviatori 382
21.8. Discensori e scivoli 384
21.9. Trasportatori a catene 384
21.10. Bibliografia 387

22. Trasportatori a nastro 389
22.1. Generalità 389
22.2. Nastri trasportatori di tela e gomma 389
22.3. Nastri trasportatori in fibre naturali e sintetiche, in acciaio e in rete metallica 391
22.4. Nastri piani e a conca 392
22.5. Caratteristiche ed elementi costitutivi dei trasportatori a nastro 393
22.6. Potenzialità di trasporto 396
22.7. Calcolo di un trasportatore a nastro 399
A) Dati di partenza 399
B) Resistenza al moto 400
C) Potenza assorbita 402
D) Tensioni del nastro 402
E) Aderenza fra nastro e tamburo 405
F) Numero di tele 406
22.8. Trasportatori a nastro speciali 407
22.9. Bibliografia 410

pag.

23. Elevatori 411
23.1. Elevatori a tazze 411
23.2. Trasportatori-elevatori a tazze rotanti o fisse 415
23.3. Elevatori a bilancini 415
23.4. Elevatori speciali 417
23.5. Sicurezze 418
23.6. Bibliografia 419

24. Trasportatori a catena 421
24.1. Classificazione 421
24.2. Convogliatori aerei 421
1) Monorotaia 421
2) Birotaia 426
24.3. Convogliatori a carrelli 430
24.4. Trasportatori a piastre 432
24.5. Trasportatori a tapparelle 434
24.6. Calcolo dei trasportatori a catena 434
24.7. Bibliografia 436

25. Trasportatori vibranti 437
25.1. Generalità 437
25.2. Trasportatori vibranti a risonanza 439
25.3. Tubi vibrotrasportatori 441
25.4. Alimentatori ed estrattori vibranti 442
25.5. Elevatori a spirale 443
25.6. Portata dei trasportatori vibranti 445
25.7. Bibliografia 446

26. Trasportatori particolari per materiali alla rinfusa 447
26.1. Vagli vibranti 447
26.2. Tamburi rotanti 449
26.3. Trasportatori a coclea o a vite 450
26.4. Trasportatori raschianti 452
26.5. Bibliografia 453

27. Ascensori e montacarichi 455
27.1. Caratteristiche generali 455
27.2. Elementi di progetto 457
27.3. Dispositivi di sicurezza 461
27.4. Messa in servizio degli ascensori - controlli periodici 462
27.5. Impianti speciali 463
27.6. Bibliografia 464

28. Sistemi di trasporto persone 465
28.1. Classificazione 465

pag.

28.2. Caratteristiche generali dei trasportatori continui ... 466
28.3. Sistemi per facilitare la salita e la discesa ... 467
28.4. Mancorrenti ... 469
28.5. Velocità ... 470
28.6. Larghezza dei marciapiedi mobili ... 470
28.7. Pendenza dei trasportatori continui ... 471
28.8. Potenza elettrica assorbita ... 471
28.9. Scale mobili ... 472
28.10. Funivie ad ammorsamento automatico ... 473

29. Trasporti pneumatici ... 475
29.1. Generalità ... 475
29.2. Elementi per la progettazione degli impianti di trasporto pneumatico ... 477
29.3. Apparecchiature e dispositivi per gli impianti di trasporto pneumatico ... 497
29.4. Trasporto su cuscino d'aria ... 502
29.5. Bibliografia ... 504

30. I magazzini industriali ... 505
30.1. Generalità ... 505
30.2. Indici caratteristici dei magazzini ... 508
30.3. Mezzi di trasporto e di contenimento ... 508
30.4. Modalità di immagazzinamento ... 510
A) Unità di carico ... 510
B) Colli e materiali vari ... 517
C) Prodotti speciali ... 520
D) Materiali alla rinfusa ... 527
E) Liquidi e gas ... 531
30.5. Depositi ... 533
30.6. Il metodo ABC ... 534
30.7. Modelli matematici per la determinazione degli indici di utilizzazione dei magazzini ... 535
30.8. Progettazione dei magazzini ... 539
30.9. Elementi per il dimensionamento degli scaffali ... 541
30.10. Elementi per il dimensionamento di sili e serbatoi ... 544
A) Serbatoi metallici per materiali alla rinfusa ... 544
B) Serbatoi in cemento armato per liquidi ... 548
30.11. Elementi per la determinazione economica delle quantità da immagazzinare (gestione degli stock) ... 551
Ottimizzazione del costo di immagazzinamento ... 552

pag.

30.12. Il material requirement planning ... 559
30.13. Il just in time e la terziarizzazione ... 559
30.14. Bibliografia ... 561

31. Arrivo e spedizioni dei materiali ... 563
31.1. Generalità ... 563
31.2. Veicoli stradali ... 564
31.3. Veicoli ferroviari ... 566
31.4. Banchine ... 568
31.5. Rampe, pedane e piattaforme ... 574
31.6. Scelta sistematica dei sistemi di carico e scarico dei materiali ... 578
31.7. Reparti ricevimento e spedizione ... 580
31.8. Bibliografia ... 582

APPENDICE ... 583

I. Sistemi di trasporto AGV ... 585
I.1. Introduzione ... 585
I.2. Guida dei veicoli ... 586
Guida induttiva ... 586
Guida ottica a luce riflessa ... 590
Guida ottica mediante telecamera ... 591
Guida ottica mediante laser ... 591
Guida libera o navigazione stimata ... 592
I.3. Trasmissione dei comandi e delle informazioni ... 593
a) Tastiera alfanumerica ... 593
b) Trasmissione induttiva ... 593
c) Trasmissione a raggi infrarossi per zone ... 595
d) Trasmissione a raggi infrarossi locale ... 596
e) Trasmissione via radio ... 597
I.4. Gestione dell'impianto ... 597
I.5. Carrelli AGV ... 601
a) Traino di carrelli-rimorchio ... 602
b) Carrelli trasportatori ... 603
c) Trasporto e postazione di lavoro ... 605
I.6. La sicurezza nei sistemi AGV ... 606
I.7. Punti di forza dei sistemi AGV ... 608
I.8. Progettazione di un sistema AGV ... 608
I.9. Bibliografia ... 614

II. Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori ... 615
II.1. Composizione del sistema ... 615
A) Carrelli ... 616
B) Vie di corsa ... 617

pag.

C) Sistema di gestione e controllo ... 619
D) Dispositivi automatici di carico e scarico dei carrelli ... 622
E) Sicurezze antinfortunistiche ... 622
II.2. Caratteristiche tecniche e prestazioni ... 622
II.3. Punti di forza dei sistemi EMS ... 625
II.4. Bibliografia ... 626

III. Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid) ... 627
III.1. Definizione del sistema ... 627
III.2. Composizione del sistema di trasporto a skid ... 629
A) Skid ... 629
B) Trasportatore ... 629
C) Impianto elettrico ... 630
D) Impianto di gestione e controllo ... 632
III.3. Impieghi e caratteristiche degli skid ... 633
III.4. Prestazioni dei trasportatori a skid ... 636
III.5. Innovazioni nei sistemi a skid ... 638
III.6. Bibliografia ... 642

IV. Carrelli semoventi elevatori ... 643
IV.1. Classificazione ... 643
IV.2. Caratteristiche e prestazioni ... 647
A. Transpallet ... 647
B. Transpallet elevatori ... 648
C. Carrelli con montanti retrattili ... 650
D. Carrelli a forte sollevamento ed a presa bilaterale e trilaterale ... 652
E. Carrelli commissionatori ... 662
IV.3. Predisposizioni antinfortunistiche ... 666
IV.4. Componenti dei carrelli ... 668
1) Batterie di accumulatori ... 668
2) Gomme per ruote ... 673
IV.5. Bibliografia ... 674

V. I trasloelevatori ... 675
V.1. Caratteristiche e prestazioni ... 675
V.2. Sistema di gestione e controllo ... 685
V.3. Alimentazione e scarico dei traslatori ... 686
V.4. Valutazione dei tempi operativi dei traslatori ... 687
V.5. Ricerca della soluzione ottimale di magazzino ... 695
V.6. Predisposizioni antinfortunistiche ... 696
V.7. L'impiego dei traslatori per il picking ... 698
V.8. Modalità di accumulo di contenitori ... 707
V.9. Bibliografia ... 713

pag.

VI. Magazzini intensivi per unità di carico ... 715
VI.1. Premessa ... 715
VI.2. Scaffali a grande altezza ... 715
VI.3. Progettazione delle strutture portanti ... 724
VI.4. Impianto di messa a terra ... 727
VI.5. Gabbia di Faraday ... 729
VI.6. Coperture e pareti ... 734
VI.7. Norme di sicurezza ... 735
VI.8. Bibliografia ... 736

VII. Soluzioni di magazzini in funzione del picking ... 739

VIII. Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni ... 755

IX. Norme antinfortunistiche sui trasporti interni ... 773

X. Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico ... 785

XI. Impianti automatici di rivelazione d'incendio ... 803

XII. Protezioni antincendio nei magazzini intensivi ... 811
XII.1. Definizioni e classificazioni ... 811
XII.2. Dimensionamento dell'impianto sprinkler ... 813
XII.3. Bibliografia ... 822

Unità di misura delle grandezze utilizzate nel testo, nei sistemi internazionale, tecnico e cgs e fattori di conversione f nelle unità SI.

Grandezze	*Unità SI*	*Unità tecnica*	*Unità cgs*	*f' (tecnica/SI)*	*f'' (cgs/SI)*
Lunghezza	m	m	cm	1	10^{-2}
Massa	kg	$kg_f\ m^{-1}\ s^2 = u_m$	g	9,81	10^{-3}
Tempo	s	s	s	1	1
Temperatura termodinamica	K	°C	°C	1	1
Intensità di corrente elettrica	A	–	statA	–	$3{,}3 \cdot 10^{-10}$
Intensità luminosa	cd	–	cd	–	1
Quantità di sostanza	mol	–	–	–	–
Angolo piano	rad	rad	rad	1	1
Angolo solido	sr	sr	sr	1	1
Forza, peso	N	kg_f	dyn	9,81	10^{-5}
Energia, lavoro	J	$kg_f m$	erg	9,81	10^{-7}
Potenza	W	$kg_f\ m\ s^{-1}$	$erg\ s^{-1}$	9,81	10^{-7}
Pressione, tensione	$Pa = Nm^{-2}$	$kg_f\ m^{-2}$	$dyn\ cm^{-2}$	9,81	10^{-1}
Quantità di calore, entalpia	J	kcal	erg	$4{,}19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Entalpia massica	Jkg^{-1}	$kcal\ u_m^{-1}$	$erg\ g^{-1}$	$4{,}27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Capacità termica, entropia	JK^{-1}	$kcal\ °C^{-1}$	$erg\ °C^{-1}$	$4{,}19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Calore specifico, entropia massica	$Jkg^{-1}\ K^{-1}$	$kcal\ u_m^{-1} °C^{-1}$	$erg\ g^{-1}\ °C^{-1}$	$4{,}27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Flusso di calore	W	$kcal\ h^{-1}$	$erg\ s^{-1}$	1,16	10^{-7}
Conduttività termica	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$	$kcal\ m^{-1} h^{-1} °C^{-1}$	$erg\ cm^{-1} s^{-1} °C^{-1}$	1,16	10^{-5}
Trasmittenza termica	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$	$kg_f s^{-1} m^{-1} °C^{-1}$	$erg\ s^{-1} cm^{-2} °C^{-1}$	9,81	10^{-3}
Carica elettrica	C	–	statC	–	$3 \cdot 10^{-10}$
Potenziale elettrico	V	–	statV	–	$3 \cdot 10^2$
Resistenza elettrica	Ω	–	statΩ	–	$3 \cdot 10^{11}$
Illuminamento	lx	–	$lm\ cm^{-2}$	–	10^4
Luminanza o brillanza	$nt = cdm^{-2}$	–	sb	–	10^4
Flusso luminoso	lm	–	lm	–	1
Frequenza	Hz	Hz	Hz	1	1
Area	m^2	m^2	cm^2	1	10^{-4}
Volume	m^3	m^3	cm^3	1	10^{-6}
Volume specifico	$m^3\ kg^{-1}$	$m^3\ u_m^{-1}$	$cm^3 g^{-1}$	1/9,81	10^{-3}
Massa volumica, densità	$kg\ m^{-3}$	$u_m\ m^{-3}$	$dyn\ cm^{-3}$	9,81	10^{-2}
Peso specifico	$N\ m^{-3}$	$kg_f\ m^{-3}$	$g\ cm^{-3}$	9,81	10^{-1}
Portata in massa	$kg\ s^{-1}$	$u_m\ s^{-1}$	$g\ s^{-1}$	9,81	10^{-3}
Portata in volume	$m^3\ s^{-1}$	$m^3\ s^{-1}$	$cm^3\ s^{-1}$	1	10^{-6}
Portata ponderale	$N\ s^{-1}$	$kg_f\ s^{-1}$	$dyn\ s^{-1}$	9,81	10^{-5}
Prevalenza	m	m	cm	1	10^{-2}
Sforzo di taglio e normale	Nm^{-2}	$kg_f m^{-2}$	$dyn\ cm^{-2}$	9,81	10^{-1}
Momento d'inerzia	$kg\ m^2$	$u_m\ m^2$	$g\ cm^2$	9,81	10^{-7}
Velocità	$m\ s^{-1}$	$m\ s^{-1}$	$cm\ s^{-1}$	1	10^{-2}
Accelerazione	$m\ s^{-2}$	$m\ s^{-2}$	$cm\ s^{-2}$	1	10^{-2}
Tensione superficiale	$N\ m^{-1}$	$kg_f\ m^{-1}$	$dyn\ cm^{-1}$	9,81	10^{-3}
Viscosità dinamica	$Pa\ s = Nsm^{-2}$	$kg_f\ s\ m^{-2}$	$dyn\ s\ cm^{-2}$	9,81	10^{-1}
Viscosità cinematica	$m^2\ s^{-1}$	$m^2\ s^{-1}$	$cm^2\ s^{-1}$	1	10^{-4}

Fattori di conversione di alcune unità fuori sistema.

1 bar = 10^5 Pa
1 atm = 1 $kg_f cm^{-2}$ = 101.325 Pa
1 mm H_2O = 9,806 Pa
1 mm Hg = 133,322 Pa
1 kcal = $4{,}1868\ 10^3$ J
1 Wh = 3600 J
1 giro min^{-1} = 0,104 rad s^{-1}
1 l = 10^{-3} m^3
1 giro = 2π rad
1 kmh^{-1} = 0,278 m s^{-1}

Prefissi dei multipli e sottomultipli delle unità di misura SI.

Prefisso	*Nome*	*Simbolo*
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	etto	h
10	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n

Introduzione

Compito dell'industria è la trasformazione di materie prime o di semilavorati al fine di aumentarne il valore.

Tale trasformazione ha luogo presso appositi *impianti industriali*: termine che nelle pagine seguenti useremo nel senso di "unità produttiva" ovvero di "impianto situato in un dato luogo e variamente denominato (stabilimento, fabbrica, officina, laboratorio, ecc.) in cui viene effettuata la produzione di beni" (1).

L'attività industriale deve: inserirsi armonicamente in un piano organico di sviluppo del Paese; risultare conveniente per la collettività, per chi opera nell'azienda e per l'azienda stessa (la quale può così perfezionare – tra l'altro – il proprio livello tecnico-produttivo); consentire i migliori risultati qualitativi; svolgersi nelle migliori condizioni ambientali e di sicurezza per le maestranze. In altre parole, qualsiasi impianto industriale deve:

a) risultare in armonia con lo sviluppo equilibrato della nazione e con le risorse disponibili;
b) produrre le quantità di beni richieste dal mercato al minor costo;
c) richiedere un investimento e spese di esercizio e di manutenzione minimi, in relazione alla loro incidenza sui costi di produzione;
d) consentire facili ampliamenti e adattamenti, in vista di presumibili aumenti della produzione o di trasformazioni di attività;
e) assicurare condizioni di lavoro ottimali per tutti gli addetti;
f) non provocare danni all'ambiente naturale.

(1) La potenzialità di un impianto industriale può essere misurata da numerosi indici, fra i quali ricordiamo:
– il numero di addetti;
– il fatturato annuo totale e per addetto;
– la produzione riferita ad una determinata unità di tempo (ad esempio, anno o mese);
– il numero di ore e di turni lavorativi al giorno;
– il rendimento dell'impianto, vale a dire il rapporto fra il tempo di funzionamento effettivo ed il tempo di lavoro teorico;
– la potenza installata totale e la potenza riferita all'unità di produzione o ad ogni addetto;
– la superficie coperta e sviluppata (nonché l'entità dei possibili ampliamenti futuri);
– il costo totale ed il costo medio per addetto;
– il rapporto fra il valore aggiunto per addetto ed il costo per addetto;
– il rapporto fra l'ammontare del prodotto annuo ed il capitale investito;
– il rapporto fra le materie prime consumate in un anno e quelle mediamente a magazzino (cioè la circolazione delle materie prime).

Si comprende quindi che la realizzazione di un nuovo impianto industriale per la produzione di uno o più beni (di consumo o strumentali) richiede l'esame di un certo numero di fattori, fra i quali ricordiamo (fig. 1):

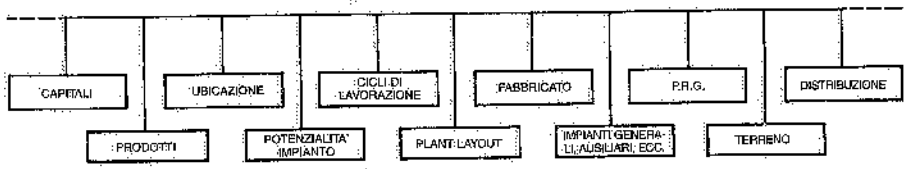


Fig. 1 – Fattori connessi con la realizzazione di una idea produttiva.

- il reperimento di capitali;
- il progetto del prodotto o dei prodotti;
- l'ubicazione più conveniente per il nuovo impianto;
- la potenzialità dell'impianto;
- la definizione del ciclo o dei cicli di lavorazione;
- la sistemazione più conveniente delle macchine, degli operatori, dei materiali, dei trasporti interni, degli impianti generali, dei servizi, ecc. (*plant layout*), nel rispetto della sicurezza e delle condizioni ambientali di lavoro;
- la scelta del tipo di fabbricato (o di fabbricati);
- la progettazione degli impianti e dei servizi generali;
- lo studio di un piano regolatore di sviluppo dello stabilimento;
- il reperimento del terreno atto a consentire l'attuazione di tale piano regolatore;
- l'organizzazione delle vendite.

Il *reperimento dei capitali* può avvenire attraverso i soci, prestiti obbligazionari, finanziamenti bancari, contributi pubblici, ecc.

Il *progetto dei prodotti* deve: a) consentire la loro costruzione ai minimi costi (ragione per cui intervengono considerazioni relative ai tipi di materiali da impiegare, alla standardizzazione delle parti componenti, al numero di operazioni che si rendono necessarie, ecc.); b) garantire ai prodotti stessi le caratteristiche funzionali ed estetiche atte a renderli utili, interessanti e graditi ai potenziali acquirenti.

La *scelta ubicazionale* del nuovo stabilimento dovrebbe essere effettuata in base a scelte ragionate, eventualmente suffragate da opportune ricerche di mercato e tenendo sempre conto della programmazione a livello nazionale o regionale. La scelta di cui si parla è quella relativa al territorio nell'ambito del quale costruire il nuovo impianto. All'interno di tale territorio – che a volte può avere un'estensione notevole – si procederà, in un secondo tempo, alla scelta del terreno occorrente. Sulla scelta territoriale incidono anche i costi di trasporto delle materie prime e dei prodotti finiti, la disponibilità di manodopera qualificata (in relazione alla tecnologia adottata), il potenziale mercato da servire.

La definizione della *potenzialità* da richiedere all'impianto (ossia del quantitativo di beni o servizi da produrre in una certa unità di tempo) consente di determinare le dimensioni dell'impianto stesso. Sovente, si individua il volume di produzione di un dato prodotto dopo avere impostato accurati studi sulle previsioni di vendita (basate generalmente su ricerche di mercato, rilevazioni statistiche, precedenti di altri mercati) e sui costi di produzione.

Strettamente connessa con la potenzialità di un impianto è la individuazione del *ciclo di lavorazione*: infatti, in base a tali due parametri si individuano i macchinari e le maestranze occorrenti.

Noti i dati di cui sopra, si può procedere al *progetto dell'impianto* (il cosiddetto studio del *plant layout*), comprendente:

- la sistemazione del macchinario, la scelta dei sistemi di trasporto, la disposizione dei reparti e la configurazione dei magazzini;
- il dimensionamento degli *impianti generali*, dei *servizi generali* (2), dei *servizi ausiliari* (officine ausiliarie della produzione, reparto manutenzione, attrezzeria, ecc.) e dei *servizi igienico-sanitari*;
- l'adozione di tutte le predisposizioni antinfortunistiche possibili (oltre che obbligatorie per legge) e di tutti gli accorgimenti volti a "umanizzare" il lavoro;
- il soddisfacimento dei vincoli e delle disposizioni vigenti in materia ambientale;
- la scelta del *tipo di fabbricato*;

In definitiva, si perviene al progetto tecnico dello stabilimento, tenendo conto di future esigenze di ampliamento conseguenti a possibili aumenti della produzione (3).

Tale progetto costituisce il *piano regolatore generale* dello stabilimento e consente di definire l'area e la forma di terreno occorrente per la realizzazione dell'impianto: tale area sarà ricercata nell'ambito del territorio in precedenza individuato.

In pratica, non sempre si segue questa trafila: il terreno viene acquistato molto prima e spesso il progettista deve adattare la planimetria generale dello stabilimento alla forma ed alle caratteristiche del terreno disponibile; il che può essere di ostacolo ad uno studio razionale dell'impianto industriale; studio che richiede di anteporre ad ogni altro fattore la migliore soluzione di plant layout.

Evidenti infine sono le necessità di un accurato studio della *distribuzione* dei beni prodotti, dal momento che produrre senza distribuire secondo le esigenze del mercato, significherebbe il fallimento dell'azienda.

I fattori sopra elencati riguardano – come si è detto – la realizzazione di un nuovo impianto industriale. Alcuni di tali fattori debbono peraltro essere tenuti presenti anche quando lo stabilimento è già esistente e si hanno in programma aumenti di produzione, variazioni di attività, riduzione dei costi.

In particolare, entrano in gioco, in tali casi, i seguenti fattori: progettazione dei prodotti (non fosse altro che per ricercare ogni possibile miglioramento di questi ultimi); messa a punto dei programmi di produzione; aggiornamento del ciclo di lavorazione; studio del plant layout; miglioramento o potenziamento degli impianti

(2) Per *impianti generali* si intendono gli impianti per la produzione o l'approvvigionamento e la distribuzione dei fluidi occorrenti nello stabilimento, quali l'acqua, l'aria compressa, l'energia elettrica, il vapore (in una parola, i *servomezzi*). Sovente, con tale termine si comprendono anche gli impianti occorrenti per assicurare condizioni ambientali soddisfacenti, quali gli impianti di aspirazione dei fumi e delle polveri, di trattamento delle acque, di riscaldamento e condizionamento, di sicurezza sul lavoro. I *servizi generali* comprendono invece gli uffici, i laboratori, le mense, l'infermeria, ecc.

(3) Come noto, la realizzazione di un nuovo stabilimento può essere avviata solo dopo l'esito positivo delle procedure richieste per ottenere – ai sensi della vigente normativa – le necessarie autorizzazioni da parte delle competenti autorità. Al termine del presente capitolo sono citate le autorizzazioni più ricorrenti, da controllare ed aggiornare in concomitanza con l'avvio delle singole iniziative industriali.

generali; miglioramento delle condizioni ambientali e salvaguardia dell'ambiente naturale.

In questa sede ci soffermeremo sui seguenti argomenti:
- scelta ubicazionale e del terreno;
- potenzialità dell'impianto;
- studio del plant layout;
- progettazione dei trasporti interni e dei magazzini;
- progettazione di alcuni impianti generali (ivi inclusi quelli connessi alle condizioni ambientali interne ed esterne);
- scelta del fabbricato e dimensionamento dei servizi generali e igienico-sanitari;
- studio del piano regolatore generale.

Inoltre, si richiameranno alcuni elementi di ingegneria economica, statistica, ricerca operativa e programmazione: elementi che risultano utili in alcune fasi dello studio degli impianti industriali e nelle scelte fra più soluzioni in alternativa.

NORMATIVE

Autorizzazioni o benestari da richiedere ed ottenere quando si intende realizzare un nuovo impianto produttivo di beni e servizi. Le norme citate non sono esaustive e devono essere aggiornate alla data in cui si prende in considerazione la nuova iniziativa industriale:
- giudizio di compatibilità ambientale per i progetti aventi un impatto sull'ambiente (D.P.C.M. 10 agosto 1988 n. 377, 27 dicembre 1988 e 3 settembre 1999; legge 22 febbraio 1994; D.P.R. 12 aprile 1996, 11 febbraio 1998 e 2 settembre 1999); autorità competente: ministero dell'Ambiente;
- autorizzazione per emissioni in atmosfera (D.P.R. 24 maggio 1988 n. 203 e 25 luglio 1991; Regolamento CE 3093/1994; leggi 28 dicembre 1993 n. 549 e 16 giugno 1997 n. 179); autorità competente: Regione;
- approvazione del progetto da parte del comando provinciale vigili del fuoco (D.P.R. 577/1982 e 37/1998; D.M. 64/1998); autorità competente: VV.F.;
- deposito progetto impianti (legge 5 marzo 1990 n. 46 e D.P.R. 6 dicembre 1991 n. 447); autorità competente: Comune;
- esame progetto da parte A.S.L. (R.D. 1265/1934); autorità competente: A.S.L.;
- concessione edilizia (legge 10/1977); autorità competente: sindaco del Comune in cui sorgerà l'opera;
- deposito progetto sul risparmio energetico (legge 10/1991); autorità competente: Comune;
- deposito progetto opere in c.a. o in acciaio (legge 1086/1971); autorità competente: Regione;
- relazione ai sensi dell'art. 48 del D.P.R. 19 marzo 1956 n. 303 e del D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626; autorità competente: A.S.L.;
- autorizzazione ad eseguire gli impianti termici secondo: Circolari 73/1971 e 68/1969; legge 615/1966; D.P.R. 1381/1970; norme UNI-CIG; autorità competente: Comando provinciale VV.F.;
- valutazione dell'impatto acustico (D.P.C.M. 1 marzo 1991 e 14 novembre 1997; legge 26 ottobre 1995 n. 447; D.M. 11 dicembre 1996); autorità competente: Regione e Comune;
- denuncia carriponte e mezzi di sollevamento (C.M. 77/1976 e C.ENPI 77); autorità competente: I.S.P.E.S.L.;
- esame progetto per autorizzazione all'utilizzo di recipienti in pressione (D.M. 21 maggio 1974; D.M. 1 dicembre 1975 e raccolte ERH); autorità competente: I.S.P.E.S.L. e ministero dell'Industria;
- autorizzazione alla derivazione e utilizzazione di acque (D.P.R. 11 maggio 1999 n. 152); autorità competente: Regione;
- autorizzazione allo scarico delle acque reflue: a) in corpi idrici superficiali, b) in fognatura (D.Lgs. 11 maggio 1999 n. 152 e leggi regionali); autorità competente: Comune o Consorzio di Comuni;
- autorizzazioni delle attività di gestione dei rifiuti prodotti (D.Lgs. 5 febbraio 1997 n. 22); autorità competente: Provincia;
- parere di congruità della spesa sostenuta per iniziative da realizzarsi con finanziamenti a tassi agevolati nel Mezzogiorno d'Italia e nelle Isole; autorità competente: C.I.P.E.;
- autorizzazione relativa alla legge sui grandi rischi industriali (*direttiva Seveso*), ove l'impianto rientri fra le industrie a rischio ai sensi del D.Lgs. 17 agosto 1999 n. 334 e delle leggi regionali; autorità competente: ministero dell'Ambiente per la prima categoria di rischio, Regione per le altre categorie;
- dichiarazione del progettista che il progetto è stato redatto nel rispetto della legge sugli handicappati (legge 13/1989; D.M. 236/1989 art. 11); autorità competente: Comune.

Ai sensi del D.Lgs. 31 marzo 1998 n. 112 e del D.P.R. 20 ottobre 1998 n. 447 e 7 dicembre 2000 n. 440, è stato istituito uno **sportello unico** attraverso il quale i Comuni assicurano l'unicità di conduzione e la semplificazione di tutte le procedure riguardanti gli impianti produttivi di beni e servizi. Compito di tale sportello è fornire assistenza alle imprese sulle procedure autorizzative concernenti, in particolare, la localizzazione, la realizzazione, la ristrutturazione e l'ampliamento degli impianti.

Ne consegue che chi intende realizzare un impianto produttivo di beni o servizi deve presentare – al comune o al consorzio di comuni preposto – una sola istanza e un unico procedimento porterà all'autorizzazione finale: infatti, tutte le amministrazioni titolari di singole autorizzazioni, pareri tecnici o nulla-osta si rapportano direttamente con lo sportello unico. Ovviamente, l'istanza di autorizzazione deve essere corredata della documentazione necessaria in relazione al tipo di impianto previsto. Lo sportello unico provvede ad inviare – ad ogni amministrazione interessata e con la massima urgenza – la pertinente documentazione. I pareri devono essere disponibili entro 90 giorni (a meno che sia richiesta la valutazione di impatto ambientale, nel quale caso il termine è esteso a 120 giorni).

Qualora una delle amministrazioni coinvolte non faccia pervenire il proprio parere nei termini previsti oppure esprima un parere negativo, è possibile ricorrere alla "conferenza dei servizi". Quest'ultima deve completare i propri lavori entro 5 mesi dall'avvio del procedimento o entro 9 mesi nel caso in cui sia richiesta la valutazione di impatto ambientale.

In definitiva, il procedimento finale viene emesso dal Comune direttamente interessato.

Lo sportello unico trova difficoltà ad essere attivo nei piccoli comuni e nelle aree metropolitane. Sarà pertanto sostituito da un sito web ovverosia da uno sportello virtuale attivo su Internet, direttamente accessibile da parte delle aziende interessate. Va da sé che l'attivazione di tale sportello virtuale presuppone che le banche dati di tutte le amministrazioni pubbliche siano fra loro interconnesse.

1. L'ubicazione di un impianto industriale e la scelta del terreno

1.1. GENERALITÀ

Sovente, parlando di ubicazione di uno stabilimento industriale si intende vuoi la scelta del territorio nel cui ambito si insedierà il nuovo impianto, vuoi la scelta di un terreno, nell'interno di quel territorio, sul quale costruire l'impianto.

In effetti le due scelte sono fra loro distinte e sovente avvengono in tempi successivi, anche se alcuni parametri in base ai quali esse si effettuano sono gli stessi.

In particolare, la scelta del territorio nel cui ambito lo stabilimento verrà costruito, viene fatta anche tenendo conto degli orientamenti politico-economici (*pianificazione*) assunti su base nazionale o regionale. Tale pianificazione si prefigge un uso equilibrato del territorio e deve essere preceduta da specifiche considerazioni ambientali volte ad assicurare uno sviluppo sostenibile (vd. direttiva 42/2001/CE sulla cosiddetta Valutazione Ambientale Strategica).

Invece la scelta (e l'acquisto) del terreno occorrente dovrebbe concretizzarsi solo quando si è elaborato il progetto (se non esecutivo, almeno di massima) del nuovo stabilimento e quindi è nota la forma e l'estensione dell'area occorrente. Solo allora si ricerca (o almeno così dovrebbe farsi), nell'ambito del territorio preventivamente individuato, il terreno più adatto e conveniente per la costruzione del nuovo impianto industriale. Fa eccezione a questa impostazione di carattere generale il caso in cui si disponga di un terreno così vasto che l'inserimento del nuovo stabilimento può avvenire senza che il relativo plant layout debba subire adattamenti o limitazioni.

1.2. FATTORI UBICAZIONALI A CARATTERE TERRITORIALE

Esaminiamo singolarmente i principali fattori che possono influenzare la scelta dell'ubicazione territoriale di un nuovo stabilimento, oltre a quello, di notevole rilevanza, legato alla *programmazione* regionale o nazionale, alla quale sovente si accompagnano facilitazioni fiscali, contributi pubblici, finanziamenti a tassi di interesse agevolati.

1) *Costi di costruzione*: è ovvio che se i costi di costruzione di un nuovo impianto variano da un territorio ad un altro, la scelta ubicazionale dello stabilimento dovrebbe tenere conto di tali differenze, in quanto esse si ripercuotono direttamente sui costi di produzione. Vale la pena di rilevare che il costo di costruzione di uno stabilimento è anche influenzato dal clima (temperatura, umidità, precipitazioni atmosferiche), il quale incide sui costi connessi al riscaldamento, alla ventilazione e all'illuminazione artificiale.

2) *Mercato*: può essere concentrato o distribuito. Se è concentrato c'è quasi sempre la convenienza, dal punto di vista del fattore in esame, a costruire il nuovo impianto nelle vicinanze del mercato. Se invece il mercato è distribuito, la scelta ubicazionale è meno vincolata: un criterio informatore potrebbe essere quello di scegliere il baricentro (geografico, ponderale o volumetrico) dei vari mercati: infatti, a tale baricentro (determinato con un metodo analogo a quello seguito in meccanica per individuare il centro di gravità), dovrebbero corrispondere – mediamente – minori costi di distribuzione. La fig. 1.1 si riferisce ad una ricerca del baricentro di un mercato costituito da più centri di consumo: si sono individuati due baricentri, quello geografico e quello volumetrico.

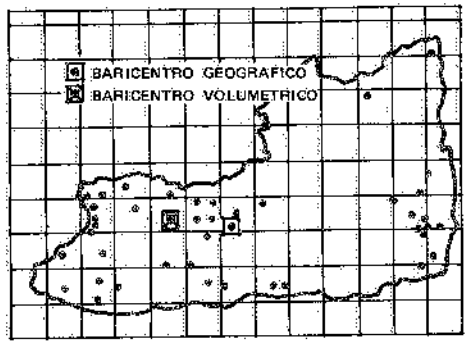


Fig. 1.1 – Esempio di determinazione del baricentro geografico e volumetrico di un mercato.

3) *Materie prime*: in base a questo fattore, che risulta in parte influenzato (come del resto quello precedente) dai costi di trasporto, alcune aziende dovrebbero essere ubicate in prossimità delle fonti di rifornimento dei materiali greggi o delle materie prime.
È comunque intuitiva la validità delle seguenti indicazioni:
– quando l'azienda utilizza una sola materia prima, senza che si verifichino perdite di peso lungo il processo di lavorazione, il nuovo stabilimento può essere impiantato o presso la fonte di alimentazione della stessa o presso il mercato o in un punto intermedio;
– quando il prodotto di partenza è ancora uno solo, ma lungo il processo di lavorazione si verificano diminuzioni di peso o di volume, il nuovo stabilimento andrebbe ubicato, dal punto di vista del fattore in esame, presso la fonte di alimentazione del materiale greggio;
– se i materiali greggi sono disponibili ovunque, prevale evidentemente l'influenza esercitata dal mercato.

4) *Trasporti*: ci si riferisce ai trasporti esterni all'impianto di produzione, vale a dire ai trasporti necessari per portare le materie prime allo stabilimento ed i prodotti finiti ai mercati.
È evidente l'opportunità di scegliere l'ubicazione del nuovo stabilimento alla quale corrisponde – dal punto di vista dei trasporti – il minimo costo unitario totale del prodotto che perviene sui mercati di vendita.

Si riporta un esempio di determinazione dell'ubicazione di un impianto per la lavorazione di minerali (contenuti in materiali estratti da una cava) in base alla considerazione dei costi unitari.
Caso a): ubicazione dell'impianto presso la cava da cui si estrae il materiale; siano:
C_m = prezzo di acquisto del materiale (in €/t);
C_l = costo di lavorazione del materiale (in €/t);
C_t = costo di trasporto del minerale (in €/t·km);
L = distanza tra l'impianto di lavorazione ed il punto di impiego del minerale (in km);
t = tenore di minerale nel materiale acquistato;
il costo unitario del minerale a destinazione risulta pari a:

$$C = \frac{C_m + C_l}{t} + C_t L$$

Caso b): ubicazione dell'impianto di lavorazione del materiale di cava in prossimità della località di utilizzo del minerale; siano:
C_m = prezzo di acquisto del materiale (in €/t);
C'_t = costo di trasporto del materiale avente il tenore t di minerale (in €/t·km);
C'_l = costo di lavorazione del materiale (in €/t)
L' = distanza tra la cava e l'impianto di lavorazione (in km), eventualmente uguale a L;
il costo unitario del minerale a destinazione vale:

$$C' = \frac{C_m + C'_t L' + C'_l}{t}$$

Dal punto di vista del costo dei trasporti, il "raggio di influenza" di uno stabilimento rispetto al mercato varia a seconda del valore intrinseco del prodotto e può essere, ad esempio, di pochi chilometri nel caso di mattoni e di migliaia di chilometri nel caso dell'uranio.
La fig. 1.2 mette a confronto, in funzione delle distanze da percorrere, i costi unitari dei trasporti effettuati con veicoli stradali, carri ferroviari e chiatte fluviali.
Altre considerazioni sui trasporti delle materie prime e dei prodotti finiti sono esposte nel capitolo 30, § 13.

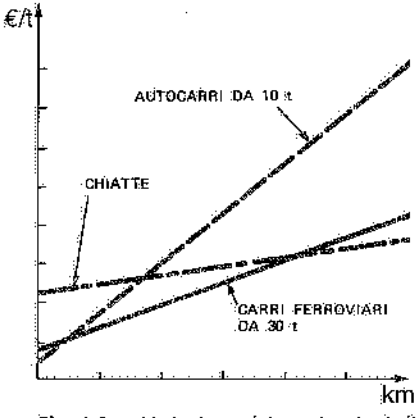


Fig. 1.2. – Variazione dei costi unitari di percorrenza in relazione al mezzo di trasporto impiegato.

5) *Energie*: oltre all'energia elettrica, necessaria in quasi tutti gli stabilimenti industriali, possono occorrere gas, carbone, oli combustibili, ecc. A titolo esemplificativo, è chiaro che la disponibilità di metano può risultare determinante per la scelta territoriale relativa a stabilimenti le cui lavorazioni utilizzino tale gas.
Le disponibilità energetiche di un territorio devono quindi essere esaminate attentamente, non trascurando di accertare la continuità delle forniture e di controllare i costi.

1.3. LA SCELTA DEL TERRENO

La ricerca del terreno necessario per la costruzione dello stabilimento dovrebbe avvenire, come si è detto, dopo aver individuato il territorio più conveniente e definite la forma e l'area del terreno occorrente.

I principali elementi che possono intervenire nella scelta di tale terreno sono i seguenti:

1) *Interventi pubblici*: la scelta dell'ubicazione di uno stabilimento industriale deve tenere conto delle prescrizioni legislative vigenti. È noto infatti che i piani regolatori pubblici delimitano le zone dei territori comunali destinate agli impianti industriali e regolano le possibilità di utilizzare un terreno a scopi industriali; in ogni caso, non si dovrebbero costruire stabilimenti le cui lavorazioni risultino pericolose, rumorose o producano emanazioni dannose alla salute, in prossimità di abitazioni civili o in zone vincolate da particolari prescrizioni (tutela del paesaggio, ad esempio).
Inoltre, nelle zone considerate "da incentivare" (secondo gli "obiettivi" definiti dalla CE), gli insediamenti industriali possono usufruire di agevolazioni finanziarie e creditizie ai sensi delle leggi 488/1992, 341/1995 e 266/1997.
Infine, i progetti pubblici e privati che possono avere un rilevante impatto sull'ambiente devono superare positivamente una preventiva valutazione degli effetti che essi eserciterebbero su: patrimonio culturale, paesaggio, abitanti, clima, aria, acqua, suolo, fauna, flora. Tale procedura di valutazione dell'impatto ambientale determinato da certi progetti è stata introdotta dal Consiglio della Comunità Europea con la Direttiva 27 giugno 1985, n. 337.
L'Italia ha recepito tale Direttiva con i seguenti decreti: D.P.C.M. 10 agosto 1988 n. 377 e 27 dicembre 1988, D.P.R. 12 aprile 1996.
Risultano pertanto definite le opere soggette alla valutazione di impatto ambientale (in sigla, VIA), nonché le norme tecniche per la loro redazione e la procedura per la formulazione del giudizio di compatibilità.
I progetti sottesi alla valutazione di impatto ambientale riguardano, in sintesi, le seguenti opere: stabilimenti petrolchimici, siderurgici, chimici, centrali termiche, nucleari, elettrodotti, autostrade, porti, aeroporti, tronchi ferroviari, dighe, impianti di eliminazione di rifiuti tossici e nocivi mediante incenerimento, trattamento chimico o stoccaggio a terra, impianti per lo stoccaggio definitivo o l'eliminazione definitiva dei residui radioattivi.
Per tali progetti, il committente che li propone deve fornire, in particolare, le seguenti informazioni: descrizione del progetto, quadro programmatico di riferimento, misure previste per evitare rilevanti effetti negativi sull'ambiente, dati necessari per valutare tali effetti, sintesi non tecnica delle suddette indicazioni destinata all'informazione del pubblico.
Contestualmente alla presentazione della domanda contenente il progetto dell'opera e lo studio di impatto ambientale, il committente provvede a specifiche misure di pubblicità al fine di informare il pubblico interessato, che può presentare pareri od osservazioni di cui si terrà conto in un sintetico contraddittorio prima della conclusione della procedura.
La normativa attribuisce al ministero dell'Ambiente, di concerto con il ministero per i Beni culturali e ambientali e sentita la Regione interessata, la valutazione dei suddetti progetti; allo stesso ministero compete la formulazione di eventuali prescrizioni al committente, nonché la pronuncia di compatibilità ambientale o meno, previa eventuale richiesta di documentazione e specificazioni aggiuntive ritenute

utili. La stessa competenza è stata attribuita alle Regioni dal D.P.R. 12 aprile 1996 per una serie di opere ed interventi "minori" rispetto a quelli soggetti alla competenza ministeriale.

2) *Trasporti* (1): in vista della scelta ubicazionale di un nuovo impianto, i trasporti (esterni) influenzano:
   - i costi finali dei prodotti;
   - i sistemi di carico e scarico dei prodotti finiti e dei materiali greggi;
   - gli accessi e le uscite (stradali, ferroviari, fluviali, ecc.) da prevedere nel nuovo stabilimento.

   È ovvio che si deve preferire il terreno cui corrispondono i minori costi di trasporto dei materiali che pervengono allo stabilimento e dei prodotti finiti che ne fuoriescono.
3) *Manodopera*: deve essere assicurata la manodopera occorrente (eventualmente qualificata) alle esigenze produttive del nuovo stabilimento.
   Le possibilità di reperire manodopera qualificata in entità sufficiente sono maggiori in prossimità dei grandi centri industriali. In alcuni casi, però, la manodopera specializzata si trova, più che nelle grandi città industriali, in zone aventi una lunga tradizione di lavoro in una attività specifica.
   Un problema che coinvolge sia i trasporti sia la manodopera, è quello delle distanze che le maestranze devono giornalmente superare per recarsi al lavoro e ritornare alle loro case.
   Da questo punto di vista, è importante considerare la comodità dei mezzi di trasporto (che possono essere pubblici od organizzati dall'azienda) ed il tempo occorrente per tali trasferimenti: infatti, questi fattori, essendo causa di disagio, possono influenzare negativamente il funzionamento di un'azienda.
   Per ovviare a tali inconvenienti, alcune aziende provvedono ad acquistare aree adatte nelle vicinanze dello stabilimento, a dotarle di opportune infrastrutture e a cederle ai propri dipendenti a condizioni favorevoli oppure contribuiscono alle spese di cooperative edilizie costituite fra i dipendenti stessi.
   Si tratta comunque di costi da tenere presenti in vista della scelta dell'ubicazione più conveniente dello stabilimento.
4) *Acqua*: si deve ubicare il nuovo impianto in una zona che abbia disponibilità di acqua (di fiume, sotterranea, marina o di acquedotto pubblico). È però opportuno che l'eventuale falda acquifera superficiale risulti sufficientemente profonda: infatti, la presenza di falde acquifere poco profonde richiede opere di fondazione, per i fabbricati e gli impianti, che possono risultare particolarmente onerose, facendo aumentare il costo totale dello stabilimento.
5) *Vie di comunicazione* (2): il nuovo stabilimento dovrebbe essere costruito in pros-

(1) Questo fattore, come del resto quello relativo agli interventi pubblici, dovrebbe anche essere considerato all'atto della scelta territoriale.

(2) Si tenga presente che l'allacciamento stradale risulta in genere di più facile realizzazione rispetto al raccordo ferroviario: ciò è dovuto all'elasticità di manovra dei veicoli stradali, mentre il raccordo ferroviario richiede ampi raggi di curvatura e costituisce una pesante servitù sui terreni attraversati. Pertanto, quando occorre il raccordo ferroviario (e quindi il numero dei vagoni in arrivo e in partenza è tale da non giustificare economicamente il trasporto dei carri ferroviari su appositi carrelli stradali oppure trasbordi nella stazione ferroviaria più vicina), lo stabilimento deve essere costruito in prossimità di una stazione o di un nodo ferroviario: ciò in quanto i tronchi, non di proprietà delle FS, possono allacciarsi alla rete nazionale solo nelle stazioni. Nel caso invece di allacciamenti alle strade esistenti, se queste non sono adiacenti al terreno in esame, non sarà difficile costruire una strada di collegamento, dal momento che la stessa può seguire il percorso che meno danneggia i proprietari vicini, quando addirittura la sua costruzione non risulti conveniente anche per loro.

simità di una o più vie di comunicazione (strada, ferrovia, ecc.); una favorevole ubicazione consente pure di essere sfruttata dal punto di vista pubblicitario. Per certi stabilimenti può risultare utile la presenza di canali, di fiumi navigabili o del mare, al fine di effettuare trasporti per via d'acqua.

6) *Esposizione ai venti*: se lo stabilimento produce fumi, polveri, odori, rumori, è necessario ubicarlo in posizione favorevole rispetto ai venti dominanti (a prescindere da ogni indispensabile impianto o intervento per l'abbattimento di tali inquinanti).
7) *Condizioni del terreno* (3): il terreno su cui sorgerà il nuovo impianto dovrebbe avere buona resistenza ai carichi indotti dalle fondazioni degli edifici e degli impianti e non essere troppo impervio o accidentato onde evitare rilevanti spese di spianamento. Inoltre, il terreno non dovrebbe risultare soggetto a piene o inondazioni. A quest'ultimo proposito appare consigliabile realizzare il piano di lavoro dello stabilimento a quota superiore a quella del terreno circostante.
8) *Servitù e vincoli*: un terreno gravato da servitù, da vincoli oppure confinante con terreni appartenenti ad enti o privati la cui attività contrasti con quella del costruendo impianto, comporta la stipulazione di accordi o compromessi, con spese non sempre prevedibili a priori.
9) *Estensione del terreno*: al fine di consentire i possibili ampliamenti futuri dell'impianto, il terreno deve avere l'estensione e la forma individuate dallo studio del piano regolatore generale dello stabilimento.
10) *Rifiuti*: molti stabilimenti producono materiali di rifiuto in entità e con caratteristiche tali che il loro allontanamento o il loro smaltimento può costituire un problema assai critico (si pensi alle acque inquinate, ai rifiuti solidi e melmosi, agli scarti di lavorazione): ne deriva che devono essere tenuti in debito conto i vincoli che ogni località presenta per la soluzione di tale problema, nel pieno rispetto delle disposizioni legislative vigenti in proposito.
11) *Aziende complementari o ausiliarie*: sovente, uno stabilimento industriale, per poter assolvere al suo compito produttivo, ha bisogno di materiali, servizi e assistenza forniti da altre aziende (del ramo o sussidiarie). Sono evidenti i vantaggi che derivano dall'avere tali aziende nelle vicinanze dello stabilimento, dal punto di vista dei contatti, dei trasporti, dell'assistenza, del pronto intervento.
12) *Costo*: è ovvio che il costo del terreno e delle relative opere di sistemazione deve risultare minimo.

Da quanto esposto nelle pagine precedenti, si comprende il motivo per cui l'acquisto del terreno occorrente per un nuovo impianto nell'ambito di un certo territorio, dovrebbe avere luogo solo dopo che è stato definito il piano regolatore generale dello stabilimento. Infatti, solo allora si conosceranno la forma e la dimensione del terreno necessario, inizialmente ed in futuro (in vista cioè degli eventuali ampliamenti futuri dei reparti produttivi, degli uffici, dei servizi, ecc.). Prescinde da tale prassi il solo caso in cui si disponga già di un terreno molto più vasto di quanto richiesto dal piano regolatore generale.

(3) La tendenza è di realizzare i nuovi impianti industriali su terreni pianeggianti, che, fra l'altro, non richiedono costosi sbancamenti di terreno. Terreni in pendenza possono invece convenire per industrie nelle quali la lavorazione dei materiali avvenga per gravità: è il caso di certe industrie chimiche e petrolifere. La soluzione a più piani diventa inoltre indispensabile, pur con tutti gli inconvenienti che essa comporta, quando il terreno disponibile ha dimensioni molto ridotte.

A questo punto si pone il problema se convenga acquistare un terreno le cui dimensioni corrispondano strettamente alla superficie risultante dallo studio del piano regolatore aziendale oppure un terreno più esteso. Tale decisione sarà presa di volta in volta in base ad un bilancio economico che tenga conto di diversi fattori, tra i quali citiamo, in senso positivo, il probabile aumento di costo del terreno circostante a seguito della costruzione di una nuova azienda produttiva; in senso negativo, l'investimento di una quota di capitale in un ambito diverso dalla prevista iniziativa imprenditoriale.

È in base alle considerazioni sopra esposte che i coefficienti unitari forniti da vari Autori per la determinazione dell'area occorrente per uno stabilimento industriale devono essere considerati con occhio critico.

A tali indici si fa talora riferimento nei casi in cui si debba comprare tempestivamente un lotto di terreno prima ancora di avere studiato un avamprogetto dello stabilimento oppure per controllare in linea di larga massima la capacità ricettiva di un terreno disponibile.

Riportiamo alcuni dei coefficienti unitari suddetti, relativi alle superfici minime di terreno necessario per la costruzione di un nuovo impianto:

- industrie tessili e stabilimenti per produzioni limitate: 10÷20 m²/operaio;
- industrie meccaniche, del legno e automobilistiche di media importanza: 150÷200 m²/operaio;
- industrie siderurgiche e grandi aziende meccaniche: 400÷500 m²/operaio.

Taluni Autori ritengono poi consigliabile che il lotto di terreno sia di forma rettangolare, con rapporto fra i lati di 2 a 1. Come minimo, l'area totale del terreno dovrebbe essere almeno pari a 3 volte la superficie coperta inizialmente.

A prescindere da tali indicazioni e in termini più generali, la scelta ubicazionale di un nuovo stabilimento dovrebbe sempre essere preceduta dalle seguenti fasi progettuali:

- definizione del plant layout dello stabilimento e del suo piano regolatore di sviluppo;
- precisazione delle esigenze di strade, ferrovie, corsi d'acqua, fognature, scarichi e quant'altro;
- determinazione dei quantitativi occorrenti di acqua, energia elettrica, metano;
- verifica che sussistano le necessarie zone di sicurezza fra lo stabilimento e gli abitati, al fine di limitare al massimo i pericoli di inquinamenti dovuti a gas, polveri, fumi, odori, rumori.

A quest'ultimo proposito, si segnala l'orientamento sempre più diffuso, nel nostro Paese, verso la destinazione – a livello di piani urbanistici territoriali – di apposite zone riservate esclusivamente agli insediamenti industriali; tali zone prevedono una organizzazione impiantistica territoriale per quanto riguarda le alimentazioni idriche ed elettriche, i trasporti e le infrastrutture, i trattamenti delle acque reflue, lo smaltimento dei rifiuti, con quali vantaggi è facile immaginare. Esempi tipici di tale orientamento sono i vari Consorzi per le Aree ed i Nuclei di Sviluppo Industriale del Mezzogiorno.

1.4. IL DECENTRAMENTO INDUSTRIALE

Tenuto conto dei fattori sopra elencati, la località in cui costruire un nuovo stabilimento, nell'ambito di un certo territorio preventivamente determinato, può essere scelta in posizione decentrata, periferica o vicina rispetto ai centri urbani.

A favore del decentramento si citano i seguenti fattori:

- possibilità di reperire maggiori estensioni di terreno (che tengano conto anche delle necessità future);
- esistenza di determinate aree nelle quali si può usufruire di agevolazioni finanziarie o creditizie e di vantaggiose organizzazioni territoriali.

Oltre ai vantaggi suddetti, il decentramento industriale consente di:

- contenere il fenomeno di inurbamento (con tutte le conseguenze negative che esso provoca quando è troppo rapido e intenso);
- potenziare l'economia di certe zone periferiche;
- evitare la vicinanza, nei centri urbani, di case di abitazione ed industrie;
- alleggerire il traffico veicolare urbano.

A favore della localizzazione suburbana di uno stabilimento industriale intervengono invece:

- la maggior facilità di reperire manodopera qualificata, proveniente dalla città;
- la relativa vicinanza di un mercato (città), di aziende complementari e ausiliarie, dei materiali occorrenti.

1.5. LA SCELTA UBICAZIONALE IN BASE AI COSTI TOTALI

La scelta fra più alternative che soddisfano in misura diversa i parametri dianzi elencati, può essere condotta considerando ogni fattore d'influenza in termini di costo, fatta eccezione per quelli che coinvolgono elementi "intangibili", cioè di carattere sociale.

La tabella 1.1 considera due soluzioni alternative di ubicazione di un impianto

Tabella 1.1 – Esempio di confronto economico fra due differenti ubicazioni di un nuovo stabilimento industriale.

Indicatori	Località	
Componenti dell'investimento	A	B
	(in migliaia di euro)	
Terreno	1000	700
Fabbricati ed impianti	8400	7900
Scavi	250	300
Livellamento	200	150
Palificazioni	750	250
Raccordo ferroviario	200	100
Raccordo stradale	80	esist.
Approvvigionamento acqua	100	100
Investimento totale	10980	9500
Costi annui di esercizio	A	B
Trasporto materie prime	770	760
Trasporto prodotti finiti	3170	3140
Manodopera	2500	2000
Energie	730	600
Costi totali	7170	6500

industriale, evidenziando sia i valori dell'investimento necessario sia i susseguenti costi di esercizio: come si può rilevare, la soluzione A richiede un maggiore investimento e più alti costi di esercizio.

1.6. LA SCELTA UBICAZIONALE IN BASE AL COSTO DEI TRASPORTI

In certi casi, la scelta della località più conveniente per l'installazione di un nuovo impianto può essere effettuata, più semplicemente, considerando soltanto uno o pochi parametri di influenza: così, a volte, è possibile impostare la scelta ubicazionale tenendo conto del solo costo dei trasporti. Naturalmente, l'ubicazione così determinata potrà subire correzioni a seguito della considerazione degli altri fattori, ma ciò non toglie che essa risulti di per sé indicativa.

Ammesso dunque che sia lecito individuare l'ubicazione di un impianto industriale in base ai costi di trasporto, si ricorda anzitutto il metodo grafico del Weber, noto come *metodo del triangolo ubicazionale*, il quale prende in considerazione gli elementi *pesi* e *distanze*. Precisiamo che tale metodo si applica al caso in cui le materie prime (o le energie) impiegate nello stabilimento abbiano soltanto due provenienze diverse ed i prodotti finiti un solo mercato di assorbimento.

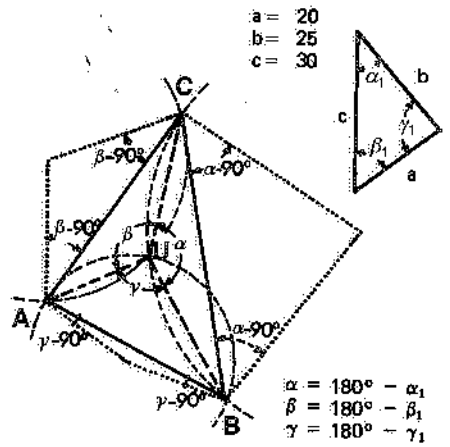


Fig. 1.3 – Determinazione dell'ubicazione di un impianto industriale in funzione del costo dei trasporti.

Siano (fig. 1.3) A e B le due fonti di rifornimento delle materie prime e C la posizione del mercato: l'ubicazione più conveniente dell'impianto corrisponde alla posizione per la quale la somma dei prodotti peso x distanza risulta minima (ossia risulta minima la somma dei momenti dei pesi).

I pesi relativi ad A, B e C valgano rispettivamente 20, 25 e 30. Si costruisca il triangolo di tali pesi. L'ubicazione U è individuata dalla seguente condizione: che gli angoli sotto i quali da U si vedono i lati $\overline{AB}$, $\overline{BC}$ e $\overline{CA}$ risultino supplementari dei corrispondenti angoli del triangolo dei pesi.

In A, B e C si costruiscano angoli uguali ad α-90°, β-90° e γ-90° (in pratica è sufficiente limitarsi a due qualsiasi di tali angoli) e si determini la intersezione delle rette formanti gli angoli suddetti con i lati del triangolo: centro in tali punti di intersezione, si traccino i cerchi passanti per i vertici prospicienti del triangolo; i cerchi si incroceranno in U.

Se il peso relativo a C è maggiore od uguale alla somma dei pesi relativi ad A e B, $\gamma_1 = 180°$, perciò il segmento c giace sui segmenti $a + b$ allineati: in tal caso U coinciderà con C.

Quanto sopra prescinde da ogni considerazione sui vincoli che le reti stradale e ferroviaria esistenti impongono ai trasporti fra le località A, B e C: infatti, in base a tali

vincoli, l'ubicazione effettiva di un impianto può discostarsi dall'ubicazione geometrica trovata applicando il metodo del triangolo ubicazionale. Si veda in proposito la fig. 1.4: l'esistenza di una rete stradale o ferroviaria consiglia lo spostamento dell'ubicazione individuata in condizioni teoriche. È in ogni caso opportuno, una volta determinata la località più conveniente in base alla considerazione del fattore peso x distanza, verificarne la validità anche dal punto di vista degli altri fattori ubicazionali più sopra citati.

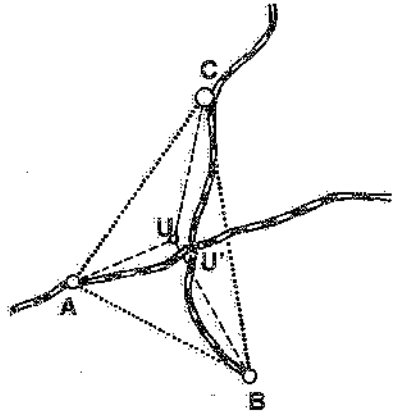


Fig. 1.4 – La presenza di reti stradali o ferroviarie può consigliare spostamenti della posizione teorica individuata.

Quando da tre punti (fonti di rifornimento e centri di consumo) si passa a quattro o più punti, si può ancora risolvere graficamente il problema di ricerca della posizione ottimale della località, ricorrendo al *metodo dei poligoni funicolari*. Tale metodo consiste nel determinare il valore minimo della somma dei momenti dei pesi per le distanze delle località interessate mediante la costruzione di poligoni funicolari.

1.7. L'UBICAZIONE IN BASE A PUNTEGGIO

Un metodo interessante per la scelta ubicazionale tra due o più soluzioni alternative è quello cosiddetto a *punteggio*.

Si elencano i fattori da considerare per ciascuna possibile ubicazione (l'abilità di chi è incaricato della scelta, si esplica nella individuazione di tutti i fattori influenzanti). A ciascun fattore viene assegnato un *peso* (espresso mediante un numero), indicante la sua influenza sulla scelta della località.

Tali pesi derivano dall'importanza di ciascun fattore rispetto ai costi totali di produzione, tenendo eventualmente conto di considerazioni diverse, come quelle connesse allo sviluppo industriale della zona, dal quale possono derivare maggiori difficoltà di reperire manodopera (4), quelle riguardanti le possibilità di future espansioni, e così via.

Si effettua ora una valutazione numerica di ciascuna ubicazione presa in esame sulla base dei fattori considerati.

Il prodotto del peso per la valutazione fornisce una misura di ciascun fattore relativo ad ogni località considerata. Sommando le cifre trovate per le varie località si ottiene la valutazione numerica totale di ciascuna ubicazione. La tabella 1.II fornisce un esempio di applicazione di tale metodo.

In tale esempio, l'ubicazione "A" è la preferibile.

La valutazione richiede ovviamente notevole esperienza da parte di chi conduce

(4) Ad esempio, se il costo attuale della manodopera in una certa zona può prevedersi uguale al 35 per cento del costo totale di produzione, considerazioni relative ai presumibili aumenti di costo della stessa possono consigliare di adottare come suo "peso" 45.

Tabella 1.II – Esempio di valutazione a punteggio della ubicazione di un nuovo impianto industriale.

Fattori ubicazionali	peso	valutazione			punteggio		
		area A	area B	area C	area A	area B	area C
Manodopera	40	80	30	50	3200	1200	2000
Materie prime	25	40	95	70	1000	2375	1750
Mercato	15	50	70	70	750	1050	1050
Energie	10	40	80	60	400	800	600
Altri	10	90	25	40	900	250	400
Totali	100				6250	5675	5800

l'analisi. Infatti, si rilevi dall'esempio riportato la sensibilità del sistema: basterebbe valutare, nel caso C, 10 punti in più il fattore manodopera per avvicinare il punteggio nell'area C a quello dell'area A.

Si ricorda infine che la scelta ubicazionale può anche essere impostata ricorrendo alla ricerca operativa. A tale fine, si devono anzitutto individuare i fattori determinanti in vista della scelta ubicazionale del nuovo stabilimento. Effettuata questa prima selezione, si identifica la località più conveniente a mezzo di un modello matematico, la cui risoluzione è in genere affidata ad elaboratori elettronici.

1.8. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Tecnica ed economia della produzione*, Milano, Hoepli.

2. Potenzialità dell'impianto

2.1. GENERALITÀ

Al fine di definire la potenzialità da assegnare ad un nuovo impianto, ovverosia l'entità della domanda di un certo bene, si ricorre in genere ad apposite ricerche di mercato (capitolo 9). I risultati cui si perviene con una ricerca del genere devono essere eventualmente corretti per tenere conto di alcuni fattori che li possono influenzare in modo anche sensibile. Essi sono:

- l'andamento economico del Paese (congiuntura);
- la previsione dell'andamento futuro della domanda;
- la variazione stagionale della domanda (per i prodotti che ne risentono);
- gli scarti e il rendimento di lavorazione;
- il metodo di lavorazione;
- l'investimento necessario (ovvero i capitali disponibili).

2.2. FATTORI CHE INFLUENZANO LA POTENZIALITÀ DI UN IMPIANTO

L'andamento della *congiuntura* può essere rappresentato da una curva del tipo raffigurato in fig. 2.1: come si può rilevare, la congiuntura è caratterizzata dalle seguenti fasi: ripresa, prosperità, recessione, depressione, la cui durata è imprevedibile e variabile.

A parte la difficoltà di conoscere con precisione la fase congiunturale che un Paese sta attraversando nel momento in cui si effettua la ricerca di mercato, è chiaro che i risultati ottenuti con tale ricerca sono influenzati dalla congiuntura di quel Paese (1). Pertanto, una prima correzione della capacità di assor-

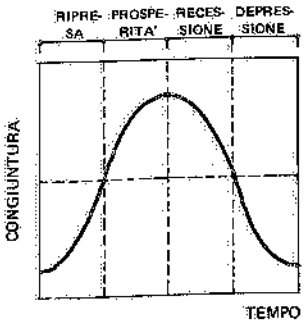


Fig. 2.1 – Andamento della congiuntura.

(1) In realtà, la situazione congiunturale di un Paese è sempre più influenzata dalla congiuntura internazionale, nonché da eventuali spinte inflazionistiche.

bimento di un prodotto da parte di un mercato, può rendersi necessaria per tener conto dell'influenza della congiuntura.

Per inciso, si rileva che – in condizioni di stabilità monetaria – costruire un nuovo stabilimento in fase di recessione o di depressione, significa generalmente spendere meno in fabbricati ed impianti (e quindi avere costi di fabbricazione minori).

Motivi diametralmente opposti dovrebbero consigliare maggiore cautela nel caso degli investimenti fatti nella fase più alta di prosperità.

Oltre a considerare l'influenza della congiuntura, è necessario fare *previsioni sull'andamento futuro* della domanda da parte del mercato (tenendo anche conto della concorrenza esistente o prevedibile nel settore interessato). Infatti, un'azienda sana e ben organizzata dovrebbe aumentare, con il tempo, la sua produzione: pertanto, sin dalla fase progettuale del nuovo stabilimento si esaminerà questo aspetto e, qualora fosse prevedibile una diminuzione futura dell'assorbimento del nuovo prodotto da parte del mercato, si sceglierà il metodo di lavorazione che meglio risponde a tale prospettiva.

Anche la *variazione stagionale della domanda* (fig. 2.2) deve essere tenuta presente in vista della decisione sulla potenzialità da richiedere agli impianti: ciò non solo per evitare di produrre in perdita, ma anche in relazione ai quantitativi di beni di cui prevedere l'immagazzinamento. Tale variazione a volte è così sensibile nell'arco dell'anno, da consigliare l'introduzione di produzioni complementari atte a saturare in modo soddisfacente la manodopera aziendale.

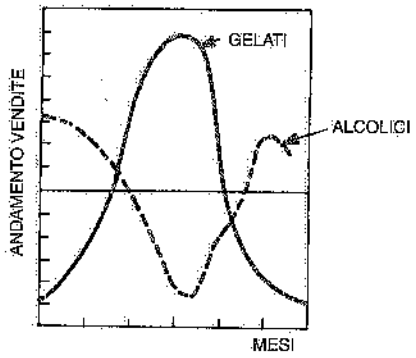


Fig. 2.2 – Variazione stagionale della produzione di gelati e alcolici.

All'atto di stabilire la potenzialità da richiedere ad un impianto, si deve anche tenere conto degli *scarti di lavorazione* e delle interruzioni nel lavoro dei macchinari e degli impianti ovvero del loro *rendimento* (2). Poiché tale rendimento varia da una macchina all'altra, da una lavorazione all'altra e da un reparto all'altro, ci si riferisce spesso ad un coefficiente medio per l'intera lavorazione o per ogni reparto.

Esempio: industria di apparecchi radio portatili aventi 6 transistori per apparecchio; determinazione del volume di produzione del reparto transistori:

– analisi di mercato:	12.000 apparecchi/anno
– scarti di lavorazione:	5%
– rendimento:	85%
– ore lavorative settimanali:	40
– numero settimane lavorative/anno:	50

Potenzialità dell'impianto: 12.000 x 6 = 72.000 transistori/anno

$$\frac{72.000}{2.000} = 36 \text{ transistori/h}; \quad \frac{36}{100\% - 5\%} = 38 \text{ transistori/h}; \quad \frac{38}{85\%} = 45 \text{ transistori/h}$$

Naturalmente, se il prodotto è costituito da più particolari, per ognuno si imposta un calcolo analogo.

(2) Per *rendimento* di una macchina, di un reparto o di una lavorazione si intende il rapporto fra il tempo di effettivo funzionamento ed il tempo totale di lavoro del centro di produzione considerato.

Nota la potenzialità iniziale o futura da richiedere all'impianto, si può scegliere il metodo di lavorazione più appropriato (3): tale scelta deve essere effettuata in base a previsioni sui costi di produzione.

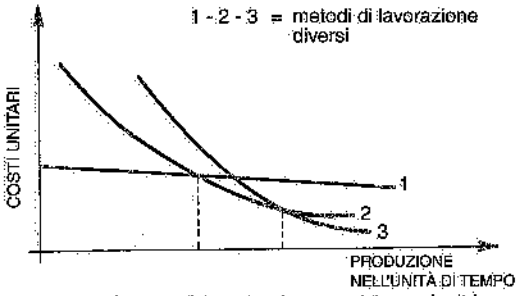


Fig. 2.3 – Andamento dei costi in funzione del metodo di lavoro e della produzione.

Si supponga che la lavorazione del prodotto considerato possa avvenire mediante metodi di lavoro sia manuali che meccanici (in questo secondo caso risulta in genere possibile scegliere fra macchine aventi potenzialità e gradi di meccanizzazione diversi). I costi di produzione variano evidentemente a seconda del metodo adottato e della produzione richiesta: questa può essere misurata in tonnellate, metri cubi, numero di pezzi e così via, riferiti ad una unità di tempo (ora, giorno, settimana od altra ritenuta più adatta).

Consideriamo un metodo di lavoro manuale: i costi di produzione relativi (calcolati con riferimento al pezzo singolo prodotto, al metro cubo, alla tonnellata o ad altro parametro), hanno di solito l'andamento evidenziato – sulla fig. 2.3 – dalla curva numero 1: su tale figura, le ascisse indicano i volumi della produzione nell'unità di tempo prescelta o produttività riferita al tempo (4), le ordinate i costi unitari di produzione. Scelto il metodo di lavorazione, i costi di produzione variano in funzione della produttività riferita al tempo.

Anche i costi di produzione di un metodo di lavoro meccanizzato variano in funzione della produttività richiesta all'impianto: essi possono essere rappresentati da una curva del tipo 2 (fig. 2.3); analogamente, da una curva del tipo 3 nel caso di un metodo di lavoro più meccanizzato e così via. Ne consegue che l'aumento della produzione giustifica l'adozione di impianti sempre più meccanizzati o automatizzati.

Se consideriamo ora anche il prezzo di vendita dell'unità di prodotto, si possono fare alcune considerazioni sui ricavi conseguenti all'adozione dei vari metodi di lavorazione possibili. Così, nell'ipotesi semplificativa di prezzi unitari pressoché costanti, la fig. 2.4 consente di rile-

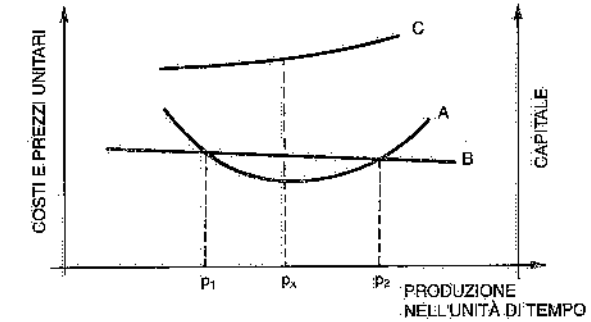


Fig. 2.4 – Determinazione del capitale occorrente e del ricavo, noti il metodo di lavoro A e la produzione p_x.

(3) Parlando in generale di metodo di lavoro ci si può riferire sia ad una semplice operazione che a tutte le operazioni del ciclo, quindi a un solo impianto o a un reparto o all'intero stabilimento.

(4) *Produttività*: rapporto fra la produzione e uno dei suoi fattori (tempo, lavoro, energia). Se non è seguito da alcuna indicazione, il termine produttività di norma si riferisce al lavoro e indica quindi il rapporto fra una certa produzione e la quantità di lavoro umano per ottenerla. La produttività è anche definita *indice di produzione per ore-uomo*.

vare che un certo impianto A conviene solo per volumi di produzione compresi fra p_1 e p_2 (in corrispondenza di tali valori della produttività i prezzi risultano uguali ai costi). Resta in tal modo riconfermata l'importanza di far precedere alla scelta del metodo di lavorazione, previsioni sulla congiuntura, sull'andamento della domanda e sulle sue variazioni stagionali.

Infine, la scelta dell'impianto produttivo dipende anche dal *capitale disponibile*, in quanto gli investimenti variano da un metodo di lavorazione all'altro e, per ognuno di questi, crescono con l'aumentare della produttività (fig. 2.4).

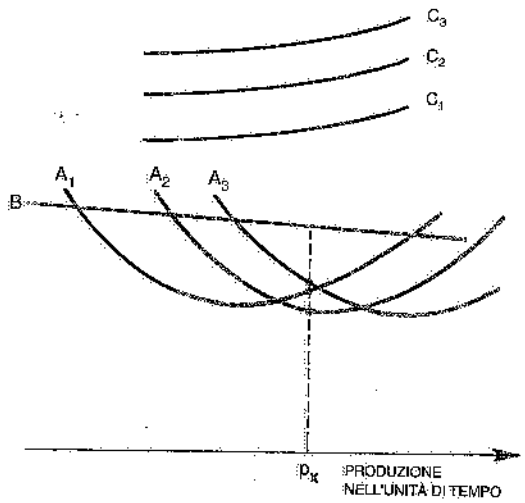


Fig. 2.5 – Criteri di scelta del metodo di lavoro in base alla produzione. A_1, A_2, A_3: andamento dei costi unitari di impianti diversi. B: andamento dei prezzi unitari. C_1, C_2, C_3: capitale da investire per gli impianti 1, 2, 3.

Si riportino su un diagramma del tipo di fig. 2.4, le curve dei costi unitari di impianti via via più meccanizzati (e quindi richiedenti investimenti crescenti): si può rilevare (fig. 2.5) che una certa produzione p_x, individuata tenendo conto delle considerazioni sopra esposte, può essere ottenuta con impianti diversi, naturalmente con costi e ricavi unitari diversi. È chiaro che, se si prevedono aumenti futuri della produzione, converrebbe scegliere l'impianto cui corrisponde la curva A_3 (relativa all'impianto più meccanizzato o automatico), anche se inizialmente si realizza un ricavo minore. Però, se il capitale disponibile non consente di acquistare l'impianto di potenzialità maggiore, si può essere costretti a scegliere impianti aventi produttività inferiori a p_x (ma sempre di entità tale da assicurare in ogni caso un ricavo) che richiedono investimenti minori.

2.3. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Tecnica ed economia della produzione*, Milano, Hoepli.

3. Lo studio del plant layout

3.1. GENERALITÀ

Lo studio del *plant layout* (1), ovvero la progettazione della sistemazione planoaltimetrica di un impianto industriale, è diventato uno dei settori più interessanti dell'ingegneria industriale.

In genere, si effettua uno studio di plant layout quando ci si trova di fronte a una delle seguenti evenienze:

- inizio di produzione di un nuovo prodotto;
- variazione delle caratteristiche del prodotto;
- variazioni nella domanda;
- riduzione dei costi (ottenibile migliorando i metodi di lavoro, l'utilizzazione dello spazio e degli impianti, la produttività);
- obsolescenza degli impianti, dei fabbricati, dei processi produttivi;
- frequente ricorrenza di incidenti;
- condizioni ambientali non buone (polveri, rumori, gas, riscaldamento o illuminazione insufficiente, posti di lavoro irrazionali).

Per sopperire a tali esigenze può essere necessario:

- progettare un nuovo stabilimento;
- modificare la sistemazione delle macchine entro l'area disponibile (intervento richiesto, ad esempio, quando cambiano le caratteristiche del prodotto o le tecniche di produzione);
- introdurre miglioramenti in corrispondenza di una o più operazioni produttive e semplificare i sistemi di collaudo (si tratta di interventi volti soprattutto a ridurre i costi e a migliorare le condizioni di lavoro).

Tali interventi richiedono di solito una modifica della disposizione delle macchine, degli impianti, degli operatori e dei materiali dello stabilimento.

Gli *scopi* che uno studio di plant layout deve perseguire sono i seguenti:

- ottenere la migliore utilizzazione dello spazio;
- ridurre al minimo i costi dovuti ai trasporti interni dei materiali;

(1) *Plant layout*: progetto della disposizione delle macchine, degli impianti, degli addetti e dei materiali.

- prevedere gli ampliamenti futuri secondo un piano organico e razionale;
- assicurare condizioni ambientali soddisfacenti e la massima sicurezza;
- ridurre al minimo gli investimenti di capitali.

L'esecuzione di uno studio di plant layout si sviluppa secondo tre fasi:

1) Raccolta dei dati di partenza.
2) Ricerca delle possibili soluzioni (queste dipendono in modo rilevante dai diversi sistemi di trasporti interni adottabili).
3) Scelta della soluzione migliore.

3.2. RACCOLTA E ANALISI DEI DATI DI PARTENZA

Si tratta di raccogliere gli elementi occorrenti per lo studio di plant layout e cioè:

- elenco delle voci (o articoli) da produrre e da immagazzinare (nei magazzini materie prime, semilavorati, prodotti finiti) e relative quantità;
- successione delle operazioni richieste da ogni prodotto (ciclo di lavorazione);
- volumi, pesi e caratteristiche dei materiali da trasportare lungo il ciclo di lavorazione;
- numero, tipo e caratteristiche (ingombri, pesi, esigenze varie) delle macchine e degli impianti occorrenti;
- manodopera necessaria;
- fabbisogni di servomezzi (energia elettrica, vapore, acqua, aria compressa e così via);
- servizi generali da prevedere (uffici, laboratori, mense, infermeria, ecc.);
- esigenze (in macchinari, spazio, attrezzature) dei reparti manutenzione, riparazioni, attrezzeria e dei magazzini utensili e stampi, vale a dire dei servizi ausiliari della produzione;
- prevedibili variazioni future della produzione;
- caratteristiche e quantità di materie prime, semilavorati e prodotti finiti da stoccare nei rispettivi magazzini.

Se lo studio della sistemazione deve essere eseguito su uno stabilimento esistente, occorre anche disporre dei disegni dell'attuale plant layout e del fabbricato, nonché delle caratteristiche di quest'ultimo ("maglia", altezza utile, carico sopportato ai nodi e sul pavimento, ecc.).

La raccolta dei dati è facilitata da apposite tabelle, quali quelle contrassegnate con i numeri 3.I, 3.II, 3.III e 3.IV.

Le tabelle 3.I e 3.II rappresentano gli schemi tecnologici di due processi produttivi. Sovente, a fianco di ogni operazione si indicano i materiali necessari, la produzione giornaliera (o mensile o annua) ed il numero di macchine occorrenti. Esse forniscono un quadro sintetico del ciclo di lavorazione e l'indicazione degli elementi che intervengono nelle successive fasi di lavorazione.

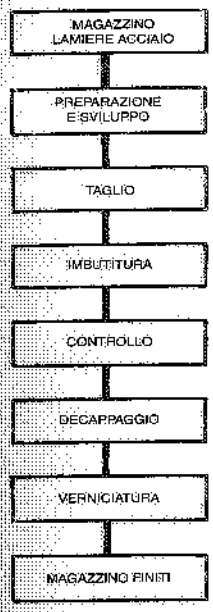
La tabella 3.III riporta la sequenza delle operazioni relative a ciascun componente di un prodotto. Tale tabella prende il nome di *diagramma di lavorazione* (*flow-chart*) e rappresenta la successione delle operazioni produttive, dei trasporti, dei collaudi, delle soste e degli immagazzinamenti relativi a ciascun particolare di un prodotto: essa consente di presentare in forma concisa e chiara la sequenza delle operazioni che caratterizzano una lavorazione (2).

(2) I simboli riportati nella tabella contrassegnano le operazioni fondamentali che possono aver luogo in un procedimento di lavorazione:

○ indica un'operazione, cioè una fase produttiva della lavorazione;

→

Tabella 3.I – Schema della lavorazione di particolare lamiera ingombranti.



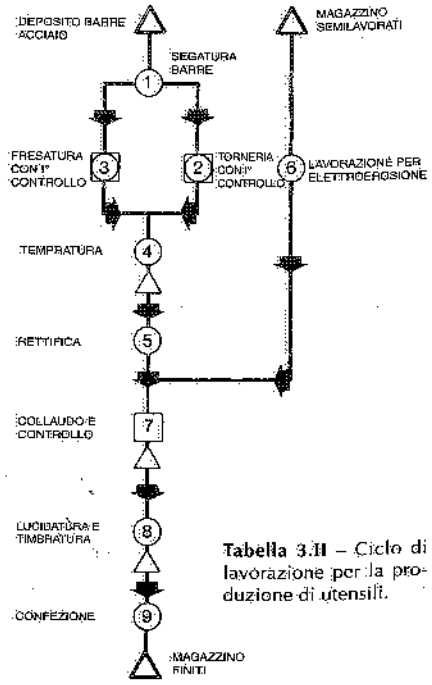


Tabella 3.II – Ciclo di lavorazione per la produzione di utensili.

Tabella 3.III – Esempio di un diagramma di lavorazione.

DESCRIZIONE CICLO	OPERAZIONE	SPOSTAMENTO	CONTROLLO	MAG. TEMP.	MAG. PERM.	N. OPERAI NECESSARI	DIST. PERCORSA IN m	TEMPO IMP. IN MINUTI	MACCHINA POSTO DI LAVORO MEZZO DI TRASPORTO
1 RICEV. BARRE ACCIAIO	○		□	△	▲		5		
2 IMPILAGGIO DEP. GREGGI	○	○	□		▲				
3 RISC. E FUCINATURA	○		□	△	▲		9		
4 STAMPAGGIO A CALDO		○	□	△	▲				
5 AI BARILI PULITORI	○		□	△	▲		9		
6 GRAVATRICI		○	□	△	▲				
7 AL PIANO SUPERIORE	○		□	△	▲		24		
8 IN ATTESA	○	○	□		▲				
9 CONTROLLO	●		□	△	▲				

... un trasporto (il materiale o l'operatore si muovono da un posto a un altro): ricordiamo che ... materiale si trova ad una distanza dalla macchina o dal tavolo di lavoro tale da non richie... spostamento del corpo dell'operatore che esegue l'operazione (60÷80 cm), non si ha un ... provvedimenti per prenderlo o depositarlo sono considerati una parte dell'operazione;

... un'attesa temporanea del materiale o della persona;

... immagazzinamento permanente (ad esempio, superiore alle 24 ore) del materiale;

... controllo (pesatura, conteggio, ecc.), una verifica o un collaudo.

... è evidentemente, di adottare simboli diversi o di usarne un maggior numero. È però dimo... ... conseguire il minor numero possibile di simboli). Il diagramma di lavorazione (flow-... ... una tabella riassuntiva nella quale si indicano il numero totale delle operazioni, ... e dei trasporti, nonché il percorso totale (in metri).

La tabella 3.IV viene invece utilizzata per la raccolta dei dati sui servomezzi occorrenti per ciascuna macchina.

Tabella 3.IV – Caratteristiche delle macchine e fabbisogni di servomezzi.

POS.	DENOMINAZIONE	INGOMBRI m	MOTORI kW	ARIA DN*	ACQUA DN*	OLIO O EMULSIONE DN*
1	TORNIO A TORRETTA	4,00x1,20x1,50	50	10	–	EMULSIONE 10
2	TORNIO MULTIPLO AUTOMATICO	5,50x1,30x2,00	60	15	10	OLIO 15
3	FRESATRICE	1,60x2,50x1,80	20	10	–	EMULSIONE 10
4	DENTATRICE	3,20x1,10x1,80	25	10	10	OLIO 10
5	ALESATRICE	5,00x4,00x3,50	35	10	–	EMULSIONE 10
6	RETTIFICATRICE	5,50x1,40x2,10	20	15	10	EMULSIONE 15
7	PIALLATRICE	12,00x2,50x2,80	30	15	–	–

*DN = diametro nominale delle tubazioni (vd. capitolo 32,§2).

3.3. RICERCA DELLE POSSIBILI SOLUZIONI

Lo studio sistematico delle possibili soluzioni di plant layout, viene condotto prendendo in esame:
1) i tipi delle lavorazioni;
2) i possibili sistemi di trasporto interno;
3) i posti di lavoro.

1) Tipi di lavorazioni

La definizione del tipo di lavorazione fornisce una prima indicazione fondamentale circa la disposizione da assegnare al macchinario.

I tipi più noti di lavorazioni sono due:
- *lavorazioni in serie* o *in linea*: si hanno nel caso della produzione di grandi partite dello stesso prodotto, durante la quale la successione delle operazioni è sempre la stessa;
- *lavorazioni a piccoli lotti* o *per commesse*: è il caso della produzione di numerosi prodotti in piccole quantità; com'è facile comprendere, la successione delle operazioni cambia da una lavorazione all'altra.

Premesso che in uno stesso impianto industriale si possono contemporaneamente avere lavorazioni in serie e lavorazioni per commesse, la scelta del primo o del secondo tipo viene fatta per ogni ciclo di lavorazione in base a considerazioni di

economico, una volta determinati i macchinari e gli impianti occorrenti.

Ovviamente, la sistemazione dei macchinari e degli impianti varia a seconda del tipo di lavorazione adottato.

La disposizione dei macchinari più ricorrente nel caso di una lavorazione in serie è quella effettuata in base alla successione delle operazioni produttive, mentre nel caso di lavorazioni per commesse si ricorre ad una disposizione dei macchinari per reparti o centri di lavoro. In altre parole, uno studio di plant layout può essere impostato dai seguenti punti di vista:
- in base alla successione delle operazioni produttive;
- per lavorazioni specializzate ovvero per reparti.

Il primo caso è tipico delle lavorazioni in linea (ad esempio, montaggio di autoveicoli), ove le macchine o gli impianti sono installati in successione ben definita, esattamente corrispondente al ciclo di lavorazione del prodotto: i materiali passano dal magazzino greggi al magazzino finiti sempre con la stessa successione di operazioni, con un minimo di trasporti e di soste temporanee. La fig. 3.1 fornisce una rappresentazione schematica della disposizione delle macchine nel caso di una lavorazione in linea. Ovviamente, se per una operazione occorrono due o più macchine, si possono adottare, per le stesse, sistemazioni in serie, in parallelo o miste, del tipo schematizzato in fig. 3.2.

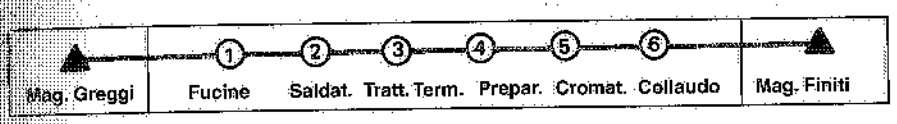


Fig. 3.1 – Disposizione delle macchine in linea.

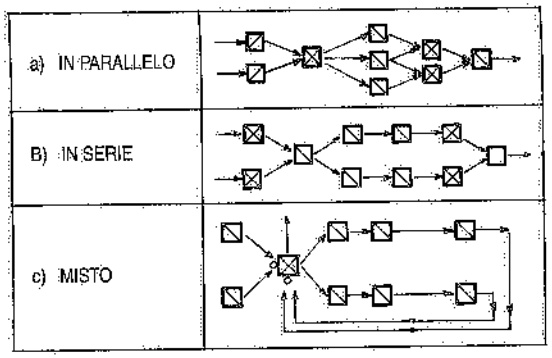


Fig. 3.2 – Esempi di disposizione dei macchinari.

Inoltre, parlare di disposizione in linea delle macchine, non significa necessariamente che queste vengano sistemate lungo un asse rettilineo: sovente si ricorre a disposizioni cosiddette a U o simili (fig. 3.3); queste, pur rispettando la successione delle macchine imposta dal ciclo di lavorazione, tengono conto di considerazioni pratiche inerenti alle forme più frequentemente adottate per i fabbricati industriali; in merito, la fig. 3.4 fornisce alcuni esempi. Va da sé che queste ultime considerazioni vanno tenute presenti anche in occasione dello studio del plant layout relativo a lavorazioni per commesse.

Nel caso di produzione a piccoli lotti, si raggruppano per reparti le lavorazioni dello stesso tipo (ad esempio, stampaggio, tornitura, trapanatura): si attua cioè la specializzazione delle lavorazioni. La sistemazione per reparti consente infatti una maggiore flessibilità dell'insieme produttivo.

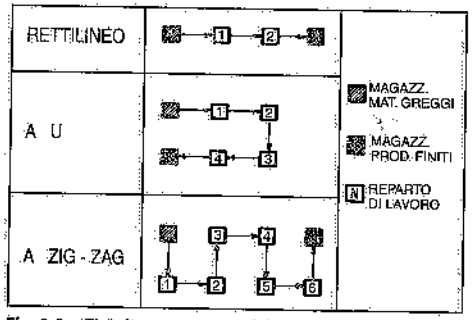


Fig. 3.3 – Tipi di avanzamenti delle lavorazioni.

La fig. 3.5 fornisce una rappresentazione schematica di una disposizione per reparti.

La tabella 3.V mette a confronto i vantaggi dei due tipi di sistemazione e fornisce indicazioni sul loro campo di applicazione.

Per ogni prodotto esiste un determinato volume di produzione al di sopra del quale risulta più conveniente prevedere una lavorazione in linea, mentre per volumi di produzione inferiori si deve ricorrere ad una lavorazione per reparti o centri di lavoro. La quantità di produzione cui corrisponde il passaggio dalla lavorazione per reparti alla lavorazione in linea prende il nome di *volume critico di produzione*.

Quando le voci prodotte sono numerose, si può tracciare un grafico come quello di fig. 3.6: sulle ascisse si riportano le singole voci e sulle ordinate le quantità prodotte per ogni voce, seguendo l'accorgimento di disporre le voci stesse secondo

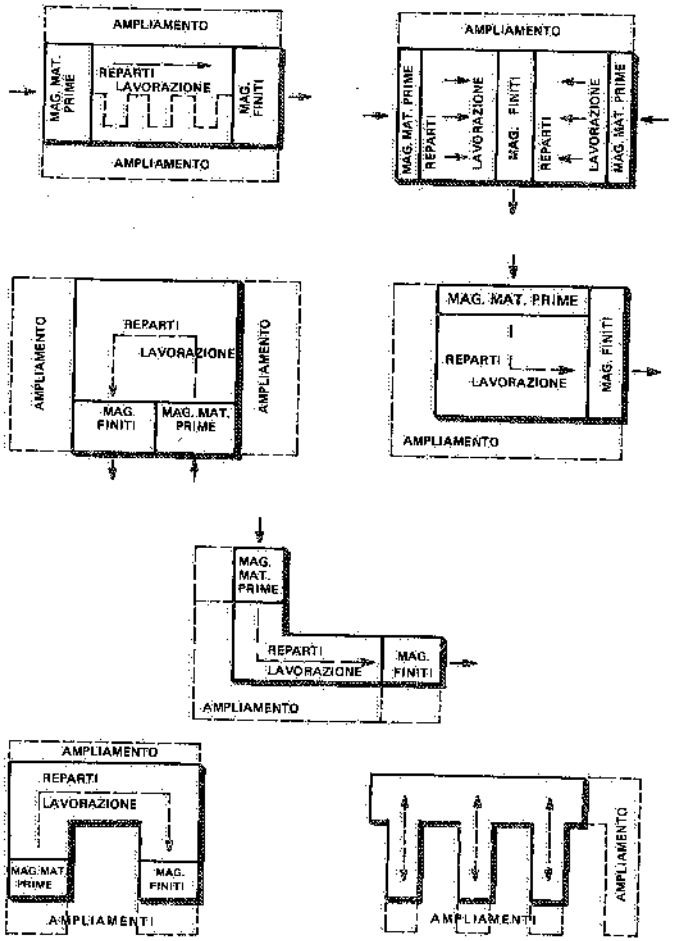


Fig. 3.4 – Forme tipiche di fabbricati industriali (a un piano) in relazione al flusso dei materiali, con l'indicazione delle possibilità e modalità di ampliamento.

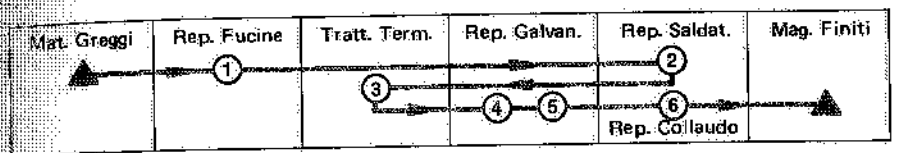


Fig. 3.5 – Disposizione delle macchine per reparti.

Tabella 3.V – Confronto tra una sistemazione in linea ed una sistemazione per reparti.

Sistemazione corrispondente ad una lavorazione in linea	***Sistemazione corrispondente ad una lavorazione per reparti***
1) Minor costo dei trasporti interni dei materiali.	1) Minore investimento complessivo negli impianti.
2) Minor tempo (complessivo) di produzione.	2) Maggiore flessibilità di produzione.
3) Minor quantità di lavoro in corso.	3) Miglior controllo di lavorazioni complesse o di precisione.
4) Minore occupazione di spazio per unità di produzione.	4) Maggior facilità di ovviare alle interruzioni dovute al cattivo funzionamento delle macchine.
5) Maggiore semplicità nel controllo della produzione.	

QUANDO ADOTTARE LA SISTEMAZIONE IN LINEA E QUANDO QUELLA PER REPARTI

Sistemazione in linea	***Sistemazione per reparti***
1) Prodotto unico o in pochi tipi.	1) Molti tipi o varietà di prodotti.
2) Grande volume di produzione per ciascun articolo e per un periodo di tempo considerevole.	2) Volume di produzione relativamente basso per ciascun articolo.
3) Sequenza produttiva costante.	3) Sequenza produttiva variabile.
4) Minimo numero di controlli occorrenti durante la sequenza delle operazioni.	4) Occorrono molti controlli durante la sequenza delle operazioni.
5) Numero minimo di macchinari pesanti o che richiedono condizioni particolari.	5) Alta percentuale di macchinario pesante o speciale.
6) I materiali e i prodotti consentono trasporti continui a mezzo di sistemi meccanici.	6) I materiali e i prodotti hanno grandi pesi o dimensioni e non permettono trasporti continui con mezzi meccanici.
7) La stessa macchina o posto di lavoro presiede generalmente a un solo tipo di operazione.	7) Frequente necessità di usare la stessa macchina o posto di lavoro per più operazioni diverse.

quantità decrescenti. Interpolando tale istogramma si ottiene una curva (detta anche *curva P-Q*) che sovente è assimilabile ad un'iperbole equilatera e sulla quale si possono evidenziare tre zone (fig. 3.7):

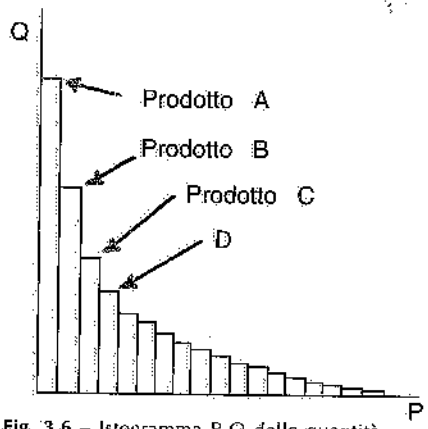


Fig. 3.6 – Istogramma P-Q delle quantità prodotte per ogni voce.

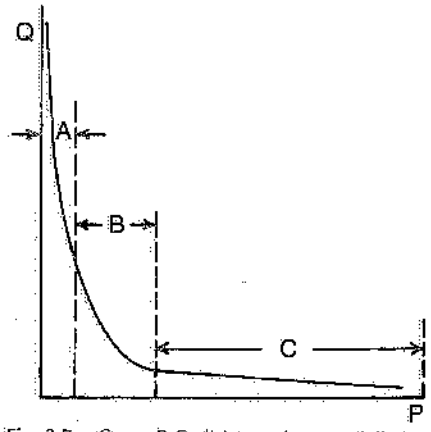


Fig. 3.7 – Curva P-Q di interpolazione dell'istogramma di fig. 3.6.

- la zona A relativa a voci prodotte in grandi quantità e per le quali meglio si adattano lavorazioni in linea;
- la zona C comprendente voci di piccola produzione, per le quali si devono certamente prevedere lavorazioni per reparti;
- la zona B relativa a voci caratterizzate da una produzione media, per le quali si deve esaminare attentamente quale metodo di lavorazione conviene adottare.

Mentre non vi sono dubbi sulla successione più conveniente da assegnare alle macchine ed ai reparti nel caso di una lavorazione del primo tipo, maggiori difficoltà sorgono quando le lavorazioni appartengono al secondo tipo.

Nelle pagine seguenti illustreremo alcuni metodi di più frequente impiego per lo studio della sistemazione delle macchine.

2) Sistemi di trasporto interno

Stabilito il tipo di lavorazione per ciascun prodotto, determinati i relativi lotti di produzione e scelti i macchinari occorrenti, si prendono in esame i volumi o i pesi dei materiali che devono essere movimentati da una macchina all'altra e da un reparto (magazzini compresi) all'altro, nonché i depositi-polmone da prevedere presso ogni macchina o posto di lavoro.

La conoscenza di tali elementi è molto importante perché consente di scegliere i *mezzi di contenimento* ed i *sistemi di trasporto* adatti per la movimentazione dei materiali, il loro deposito temporaneo e l'alimentazione ai posti di lavoro.

Ad ognuno dei sistemi di *trasporto interno* che si possono adottare per un determinato ciclo di lavorazione, corrisponde una diversa sistemazione dei macchinari e degli impianti, dei reparti e dei magazzini e, in definitiva, dell'impianto industriale nel suo insieme.

I mezzi di contenimento ed i sistemi di trasporto interno sono in genere strettamente connessi all'immagazzinamento ed alla spedizione dei prodotti finiti, nonché allo scarico ed all'immagazzinamento dei materiali provenienti dall'esterno. Del resto, uno studio completo di plant layout non può limitarsi a definire la sistemazione dei reparti di produzione, ma deve anche includere il progetto dei magazzini (oltre che quello degli impianti e dei servizi generali e ausiliari).

Com'è ovvio, le dimensioni dei magazzini possono essere determinate una volta noti i quantitativi da immagazzinare e scelti i sistemi di manipolazione e di immagazzinamento dei materiali nel loro interno.

Una panoramica dei mezzi di contenimento e di trasporto di più corrente impiego, nonché gli elementi fondamentali per la progettazione dei magazzini, saranno forniti nei capitoli dedicati a tali argomenti.

3) Posto di lavoro

Definito il tipo di lavorazione e noti i possibili sistemi di trasporto interno dei materiali, lo studio del plant layout deve prendere le mosse dalla disposizione dei singoli posti di lavoro.

È disponibile, in proposito, un certo numero di suggerimenti (noti come *princìpi di economia dei movimenti*) che consentono di:

- semplificare al massimo i collegamenti uomo-macchina;
- ridurre lo sforzo fisico necessario per eseguire il lavoro.

Con riferimento al posto di lavoro, la legislazione prescrive spazi minimi da assicurare negli ambienti di lavoro ad ogni operatore.

Infatti, il D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303 ("Norme generali per l'igiene del lavoro") prescrive che per ogni prestatore d'opera siano assicurati non meno di:

- 2 m^2 di superficie, ivi compresi macchine ed impianti;
- 10 m^3 di volume (lordo);
- 3 m di altezza netta.

Fra i numerosi princìpi di economia dei movimenti, interessano particolarmente lo studio di plant layout quelli di seguito citati.

1) Fare in modo che il lavoro che l'operatore deve compiere richieda i movimenti più semplici delle mani e delle braccia e riduca al minimo gli spostamenti delle spalle, del corpo e della persona. Esempio: operatore, seduto davanti ad un trapano, che deve piegarsi per prendere i pezzi contenuti nel contenitore posto di fianco al trapano; per soddisfare al principio esposto, si potrebbero disporre i pezzi da trapanare in un raccoglitore a fondo inclinato disposto sul banco del trapano stesso.
   In base a questo principio, le macchine, gli strumenti di produzione e le attrezzature devono essere disposti in modo da ridurre al minimo gli spostamenti richiesti all'operatore.
   La fig. 3.8 riporta alcuni esempi di sistemazione di macchinari.
   Il primo esempio si riferisce ad una sistemazione tipica nel caso che i materiali da lavorare e lavorati siano movimentati mediante carrelli.
   La seconda sistemazione presuppone un'alimentazione dei materiali mediante trasportatori a nastro, a rulli o simili e non soddisfa pienamente il principio sopra enunciato; non così la soluzione terza.
   Il quarto esempio di sistemazione è particolarmente interessante quando un solo operatore segue più macchine.

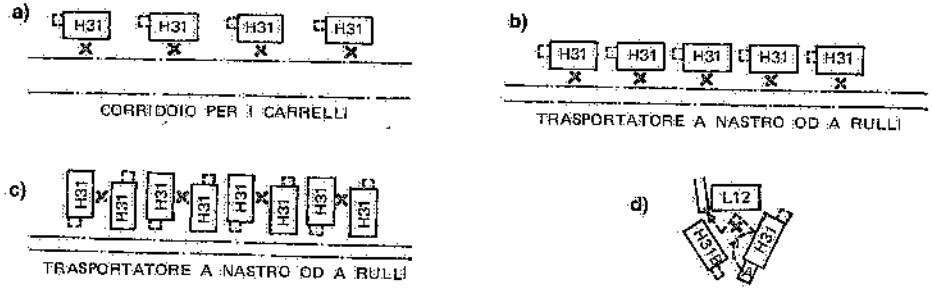


Fig. 3.8 – Esempi di sistemazione di macchinari.

2) Assicurare un posto fisso agli utensili ed ai materiali.
3) Collocare gli utensili, i materiali e gli organi di manovra vicini e di fronte all'operatore.
La fig. 3.9 evidenzia l'importanza dei principi sopra citati. I contenitori contenenti i pezzi che servono per le operazioni di montaggio sono disposti di fronte al posto di lavoro (nel caso specifico si tratta di un attrezzo di montaggio) e non richiedono spostamenti del corpo. Appositi recipienti con fuoriuscita a gravità alimentano il materiale vicino al punto di utilizzazione e sempre nella stessa posizione. È evidente che la distanza Y deve essere la minima possibile, e così pure l'angolo A: in tal modo l'area di lavoro si trova proprio di fronte all'operatore.

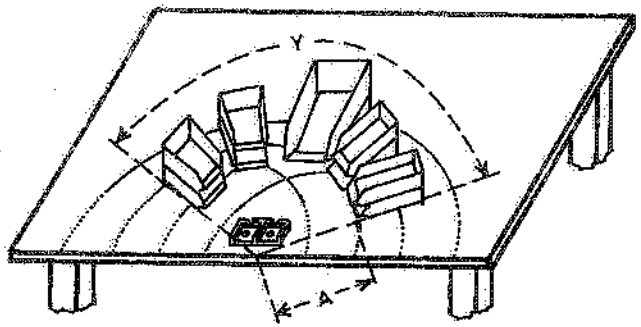


Fig. 3.9 – Studio di un posto di lavoro.

4) Evitare, ove possibile, il lavoro in piedi: i sedili devono essere opportunamente studiati ed il posto di lavoro deve consentire una posizione comoda per le gambe ed i piedi di chi sta seduto. Sono inoltre raccomandabili schienali dei sedili regolabili in altezza, pedane per l'appoggio dei piedi degli operatori seduti ed altri accorgimenti miranti a consentire la più comoda posizione dell'operatore. La fig. 3.10 costituisce un esempio di studio del posto di lavoro di due operatori.
5) Fare in modo che la risultante degli sforzi che l'operatore deve compiere per l'espletamento del suo lavoro risulti minima e consenta l'equilibrio della persona. Così:
   - i pesi da trasportare devono essere tenuti più aderenti possibile al corpo (fig. 3.11);
   - lo sforzo di trazione deve potersi fare secondo lo schema *b* della fig. 3.12 e non secondo lo schema *a*;
   - la posizione dell'operatore deve essere tale da ridurre lo sforzo (fig. 3.13).

Con particolare riferimento alla movimentazione manuale dei carichi (3), si dovrebbero applicare i concetti di base dell'ergonomia. In proposito, il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, prescrive l'adozione di misure organizzative o di mezzi ed attrezzature atti ad evitare tali movimentazioni.

Secondo il decreto citato, la movimentazione manuale di un carico può costituire un rischio allorquando il carico stesso:

- è troppo pesante (≥30 kg_f);
- è ingombrante o difficile da afferrare;
- è in equilibrio instabile o il suo contenuto rischia di spostarsi;

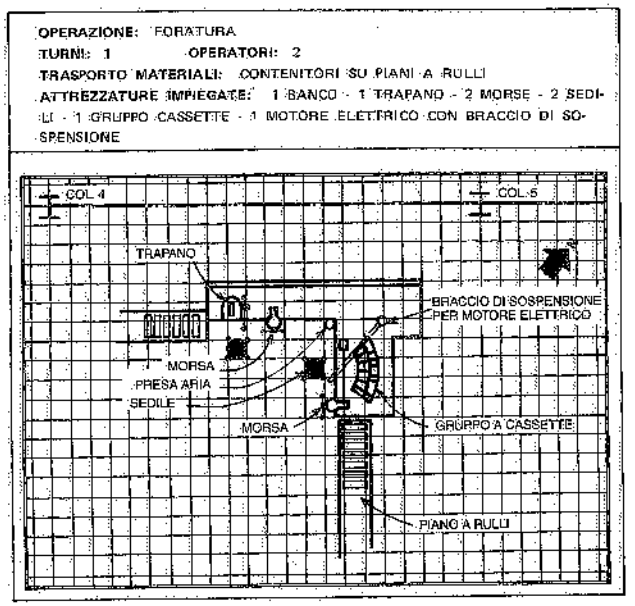


Fig. 3.10 – Posto di lavoro.

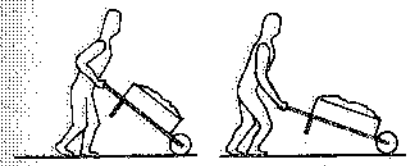


Fig. 3.11 – Posizioni in fase di trasporto.

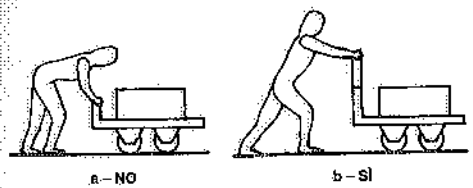


Fig. 3.13 – Posizioni in fase di spinta.

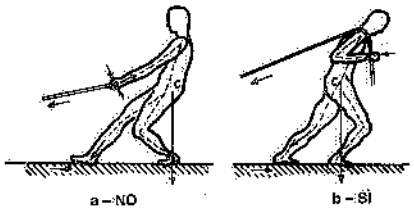


Fig. 3.12 – Posizioni in fase di traino.

- è collocato in una posizione tale per cui deve essere tenuto o maneggiato ad una certa distanza dal tronco o con una torsione o inclinazione del tronco stesso;
- può comportare lesioni per il lavoratore, in particolare in caso di urto.

Il decreto non fornisce però indicazioni su come valutare il rischio e di conseguenza individuare gli inter-

(3) Per movimentazione manuale dei carichi si intendono le operazioni di trasporto o di sostegno di un carico ad opera di uno o più lavoratori, comprese le azioni del sollevare, deporre, spingere, tirare, portare o spostare un carico; tali operazioni – per le loro caratteristiche o in conseguenza delle condizioni ergonomiche sfavorevoli – comportano, tra l'altro, rischi di lesioni dorso-lombari (a carico cioè delle strutture osteomiotendinee e neurovascolari a livello dorso-lombare).

venti atti a ridurlo. Ragione per cui – all'atto pratico – si ricorre a linee guida disponibili in altri Paesi. In Italia, si fa sovente riferimento alle regole contenute nel metodo statunitense NIOSH 91 (*National Institute of Occupational Safety and Health*). Tale metodo calcola il peso massimo sollevabile e movimentabile dagli operatori (denominato *peso limite raccomandato*) in specifiche situazioni di lavoro: detto peso si ottiene applicando alcuni coefficienti riduttivi al peso massimo teoricamente sollevabile da un lavoratore (4). Tali coefficienti dipendono dal sesso e dall'età degli operatori, dalle modalità di movimentazione e sollevamento dei carichi, dalla frequenza delle operazioni. Il risultato finale della valutazione è un *indice di sollevamento*, che deve risultare minore di 1, meglio se si colloca sotto 0,75. Qualora si ottengano valori superiori a tali limiti, occorre intervenire sulle operazioni lavorative, migliorando le modalità di esecuzione.

La fig. 3.14 fornisce gli ingombri medi degli operatori, da tenere presenti quando si studiano i posti di lavoro.

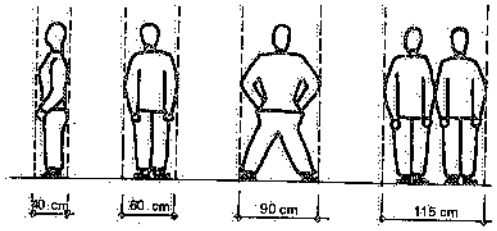


Fig. 3.14 – Ingombri medi degli operatori.

Infine, deve essere assicurata l'*accessibilità alle macchine*.

Infatti, la necessità di spostamenti e interventi manutentivi esige che attorno ad ogni macchina vengano lasciati spazi liberi. Questi hanno estensioni diverse a seconda che alla macchina devono accedere soltanto operatori oppure anche mezzi di trasporto. Ne consegue che il dimensionamento degli accessi alle macchine dipende in genere dal tipo di trasporto interno adottato.

Poiché lo spazio riservato ai corridoi è sottratto alle aree di lavoro, si deve ovviamente cercare di ridurlo al minimo. Peraltro, se questi corridoi sono così stretti da richiedere un maggior numero di manovre da parte dei mezzi di trasporto interno rispetto a quello occorrente in corridoi alquanto più spaziosi, il risparmio di area (e quindi di spese d'investimento) si traduce in maggiori costi di esercizio: di qui la convenienza di ricercare la soluzione migliore, tenuto conto delle esigenze specifiche di ciascun impianto industriale.

Nell'interno di uno stabilimento, si hanno tre tipi di passaggi:
- accessi alle macchine o passaggi pedonali;
- corridoi di reparto;
- corridoi principali ovvero fra i reparti.

A proposito dei *passaggi pedonali*, in mancanza di indicazioni nazionali, si riportano le larghezze minime previste dalla norma francese NF D 83-102:
- passaggio per due persone affiancate, una delle quali si scosta leggermente ovvero per una persona che trasporti due carichi: 1,00 m;
- passaggio per due persone affiancate: 1,20 m;
- una persona deve scansarsi per lasciar passare due persone affiancate: 1,50 m;
- passaggio per tre persone affiancate: 1,70 m.

A proposito dei *corridoi* si tengano presenti le seguenti raccomandazioni:
- stabilire fin dall'inizio dello studio la posizione dei corridoi principali;
- prevedere almeno un corridoio principale in posizione centrale oppure periferica rispetto al fabbricato, largo da 3 a 5 m a seconda dei casi;

(4) La legislazione italiana prevede un peso massimo sollevabile di 30 kg per gli uomini adulti e di 20 kg per le donne adulte.

- far partire i corridoi principali dagli ingressi carrai del fabbricato e mantenerli, ove possibile, rettilinei;
- prevedere corridoi interni ai reparti (per il movimento degli operatori e dei materiali) di larghezza minore;
- determinare la larghezza dei corridoi di reparto in base alle dimensioni delle unità di carico e dei mezzi di trasporto, tenendo conto – ove occorra – delle esigenze di manovra di questi mezzi;
- esaminare se risulta necessario prevedere, almeno in certi tratti, larghezze tali da consentire l'incrocio di due veicoli.

Riepiloghiamo.

Lo studio del plant layout presuppone la conoscenza dei seguenti elementi:
- schema funzionale di ciascuna lavorazione (dal magazzino iniziale a quello finale), vale a dire, essenzialmente: ciclo di lavorazione, potenzialità e caratteristiche dei mezzi produttivi;
- caratteristiche e fabbisogni di servomezzi relativi ad ogni macchina;
- quantità di materiali da immagazzinare e da movimentare in una prestabilita unità di tempo.

Noti tali elementi, si tratta di stabilire se e quali lavorazioni siano del tipo in linea e quali per commesse. Ciò fatto, si considerano i vari sistemi di movimentazione (e gli eventuali mezzi di contenimento) adottabili per il trasporto interno dei materiali. Per ognuno dei possibili mezzi di trasporto, si studiano i singoli posti di lavoro, ivi inclusi gli eventuali depositi di materiali in attesa di lavorazione o già lavorati ed i passaggi pedonali. Si procede quindi allo studio delle varie soluzioni alternative di sistemazione.

Un cenno a parte meritano i processi produttivi continui, tipici delle industrie di processo o delle aziende che possono organizzare l'approvvigionamento dei componenti in *just in time*; in tali casi, le lavorazioni hanno luogo con una drastica riduzione di soste, attese, accumuli e riprese di materiali: si tratta pertanto di ottimizzare i trasferimenti dei diversi materiali in lavorazione secondo i rispettivi cicli; ciò si può ottenere adottando layout di prodotto, ossia prevedendo linee di lavorazione per gruppi di prodotti che richiedano tempi di lavorazione uguali (o quasi) per ogni fase produttiva; ogni linea, cioè, deve avere una capacità produttiva equilibrata, qualunque sia il prodotto in lavorazione fra quelli inclusi in un determinato gruppo. Il layout che, sovente, meglio soddisfa tale requisito, prevede una disposizione delle macchine a U (fig. 3.15), con

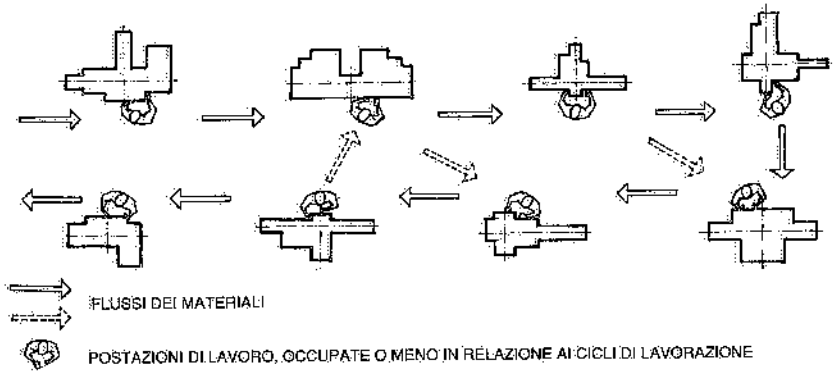


Fig. 3.15 – La disposizione delle macchine a U facilita la movimentazione dei materiali e consente di attuare cicli caratterizzati da sequenze diverse di lavorazione.

arrivo e partenza dei materiali in lavorazione su un unico fronte: in tal modo, risulta ottimale la movimentazione dei materiali e la flessibilità delle lavorazioni rispetto a variazioni dei cicli (e quindi delle sequenze) e dei volumi produttivi; i tempi di attraversamento dei materiali risultano molto brevi e le scorte presso le macchine minime. Inoltre, una stessa linea può attuare più cicli di lavorazione che richiedano l'impiego delle stesse macchine che la compongono, ma secondo sequenze diverse; consente, inoltre, di ridurre i tempi per il cambio delle attrezzature impiegate per il ciclo di lavorazione precedente e migliorare la qualità della produzione. Infine, affiancando le varie linee di lavorazione, si può migliorare la flessibilità ed il bilanciamento della manodopera e dei carichi di lavoro delle macchine.

C'è ancora un altro tipo di lavorazione la cui disposizione planimetrica segue regole organizzative particolari: ci riferiamo alle costruzioni speciali, quali risultano – ad esempio – i montaggi di aerei, navi, piattaforme petrolifere. In tali casi, il problema da risolvere è quello del trasporto e della tempestiva alimentazione dei componenti via via occorrenti presso la postazione di montaggio, la quale rimane fissa dall'inizio alla fine del lavoro di costruzione. Questo particolare tipo di disposizione planimetrica è significativamente denominato *fixed position layout*.

In questa sede, ci si limita allo studio dei plant layout delle lavorazioni in serie e per lotti, che riguardano tuttora la maggior parte dei casi reali.

3.4. CRITERI DI STUDIO DELLE SOLUZIONI DI PLANT LAYOUT

Vale la pena di ricordare che lo studio di plant layout deve sempre precisare:

- la *disposizione dei* vari *reparti, degli impianti generali, dei servizi generali e ausiliari;*
- lo sviluppo del nuovo impianto in *uno o più corpi di fabbricato*: ciò dipende dalle forme più frequentemente adottate in pratica per gli edifici (fig. 3.4), dall'estensione dell'impianto, dalla sicurezza, dalle lavorazioni che si devono effettuare, dalle condizioni ambientali che si vogliono ottenere;
- le *possibilità di ampliamenti* futuri, tenendo conto dell'estensione e della forma del terreno eventualmente già disponibile (5).

Ciò premesso, esaminiamo le procedure più correnti per lo studio che ci interessa. Se le *lavorazioni* sono del tipo *in linea*, si passa senz'altro alla sistemazione delle macchine e allo studio dei posti di lavoro, prevedendo i corridoi di servizio e di collegamento, nonché gli impianti generali e i servizi ausiliari, generali ed igienico-sanitari.

Se invece le *lavorazioni* sono del tipo *per commesse*, si deve dapprima sviluppare lo studio dei vari reparti.

Tali progetti parziali possono farsi mediante disegni in scala (1:100 e 1:50) oppure mediante l'impiego di modelli bi- e tridimensionali, anch'essi in scala (generalmente 1:50 o 1:100).

Successivamente, come già si è detto per le lavorazioni in linea, si provvede ad inserire i vari centri di produzione ed i magazzini in un progetto generale di plant layout, che includa gli impianti generali, i servizi generali ed ausiliari, e tenga conto degli ampliamenti futuri (piano regolatore generale dello stabilimento).

(5) Il vincolo derivante alla sistemazione dei macchinari e dei reparti da questo fattore si presenta allorquando il terreno sul quale installare il nuovo impianto è stato preventivamente acquistato; ne conseguono limitazioni che possono influire negativamente sui costi di produzione: viene così ad essere riconfermata l'opportunità – già rilevata – di scegliere il terreno occorrente dopo aver elaborato il piano regolatore generale definitivo del nuovo stabilimento.

Si imposta, in definitiva, tanto nel caso di lavorazioni in linea quanto in quello di lavorazioni per commesse, una serie di progetti generali, contraddistinti essenzialmente da sistemi diversi di trasporto dei materiali.

Di seguito, si illustrano alcuni procedimenti atti a facilitare lo studio delle varie soluzioni di plant layout, sia per quanto riguarda la sistemazione delle macchine in ogni reparto, sia per quanto riguarda la disposizione reciproca dei vari reparti. Ripetiamo che tali procedimenti si applicano alle lavorazioni per lotti, in quanto nel caso delle lavorazioni in linea i macchinari ed i reparti si dispongono – di norma – secondo la successione delle operazioni prevista dal ciclo produttivo.

I metodi esposti, ed altri analoghi proposti dai vari Autori, si basano sul concetto informatore di avvicinare fra di loro le macchine ed i reparti caratterizzati da un maggior numero di collegamenti o trasporti.

In altre parole, si considerano tali collegamenti o trasporti come dei *pesi*, che danno la misura di quanto sia importante avvicinare fra di loro certi posti di lavoro o reparti (per usare un termine che includa i due casi parleremo di centri di lavoro). Del resto, il costo totale dei trasporti interni fra i posti di lavoro di un reparto o fra i reparti di uno stabilimento (centri di lavoro) dipende – con riferimento ad una prestabilita unità di tempo (ora, giorno, mese, ecc.) – dalle quantità di materiali da movimentare da un centro di lavoro all'altro e dalle distanze da percorrere fra i baricentri (ponderali) dei centri stessi: e poiché è in genere possibile considerare il costo di trasporto dell'unità di materiale direttamente proporzionale alla distanza percorsa, il costo totale dei trasporti, nell'unità di tempo, è dato dalla somma dei prodotti delle quantità trasportate (*pesi*) fra un centro di lavoro e l'altro, per il costo di trasporto dell'unità di peso riferito all'unità di distanza percorsa e per la distanza che divide i centri di lavoro in questione.

Ora, le quantità di materiali da trasportare possono essere riportate in una tabella come la 3.VI, dove il termine generico P_{ij} misura la quantità di materiale che, nell'unità di tempo considerata, deve essere trasportata dal reparto *i* al reparto *j*.

Analogamente, se valgono le ipotesi fatte, si possono raccogliere i costi del trasporto dell'unità di peso di materiale in una tabella come la 3.VII, dove il termine

Tabella 3.VI – Tabella dei pesi (flussi dei materiali fra un reparto e l'altro) riferiti ad una unità di tempo prestabilita.

Da \ A	1	2	…	J	…	n
1						
2						
…						
i				P_{ij}		
…						
m						

Tabella 3.VII – Costi di trasporto dell'unità di peso per unità di distanza.

Da \ A	1	2	…	J	…	n
1						
2						
…						
i				C_{ij}		
…						
m						

generico c_{ij} indica il costo di trasporto dell'unità di materiale trasportata fra il centro di lavoro i ed il centro di lavoro j, per unità di distanza.

Se consideriamo il prodotto dei termini generici delle due tabelle

$$P_{ij} \cdot c_{ij}$$

esso fornisce il costo del trasporto fra i centri di lavoro i e j per unità di distanza e di tempo.

Se d_{ij} misura la distanza fra i baricentri (ponderali) dei centri di lavoro i e j, il costo del trasporto (sempre nell'unità di tempo) del materiale P_{ij} fra i due centri di lavoro interessati è dato dalla

$$C_{ij} = P_{ij} \cdot c_{ij} \cdot d_{ij}$$

Se dal costo di trasporto fra i due centri generici i e j si vuole passare al costo totale relativo a tutti i centri di lavoro facenti parte dello stabilimento allo studio, basta scrivere:

$$C = \sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} P_{ij} \cdot c_{ij} \cdot d_{ij} \qquad (3.1)$$

nella quale, ovviamente, sono nulli i termini corrispondenti a $i = j$.

Poiché interessa la soluzione di plant layout cui corrisponde il minor costo totale dei trasporti interni, si tratta di ricercare i valori di d_{ij} che minimizzano la (3.1), supposti noti i P_{ij} ed i c_{ij}. I metodi di seguito esposti si propongono appunto di trovare tale soluzione ottimale.

Si tenga presente che, quando i centri di lavoro sono dei reparti, la (3.1) fornisce il costo totale dei trasporti fra reparti e non tiene conto dei trasporti dei materiali nell'ambito dei reparti stessi. Considera inoltre le distanze fra i baricentri dei reparti, mentre in realtà i mezzi di trasporto percorrono tragitti diversi.

A) Metodo delle intensità di traffico

Si riportano i vari cicli produttivi su una tabella del tipo semplificato in fig. 3.16, contrassegnando ciascuna macchina o ciascun reparto con un numero: l'entità dei materiali trasportati da un'operazione all'altra, in un tempo determinato, deve essere misurata in unità omogenee (contenitori, tonnellate, numero di viaggi, ecc.).

Dalla tabella così elaborata, è possibile ricavare l'entità dei materiali che complessivamente perviene ai singoli posti o reparti di lavoro.

Si costruisce ora un'altra tabella (fig. 3.17), riportando verticalmente le operazioni produttive (ovvero la relativa numerazione) e orizzontalmente la numerazione inversa. In corrispondenza delle caselle individuate dall'incrocio delle coordinate di due operazioni, si riportano le entità di traffico che i vari cicli di lavorazione determinano fra le due operazioni. Nelle caselle disposte lungo la diagonale a 45° si indica il numero totale di volte che un centro di lavoro è interessato da un trasporto di materiale (in arrivo e in partenza).

A questo punto, si tratta di pervenire ad una disposizione teorica tale che i posti di lavoro (od i reparti) caratterizzati da un maggior numero di collegamenti, siano sistemati il più vicino possibile fra di loro. A tale fine, prescindendo dall'ingombro

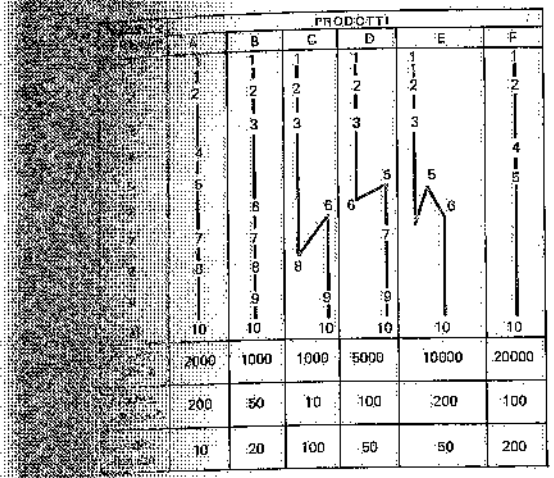


Fig. 3.16 – Cicli di lavorazioni per lotti.

	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
1									430	430
2							210	220	860	
3			100	50	70			440		
4						210	420			
5	200			110	100	620				
6	50	100	100	20	440					
7		50	30	260						
8	10	20	260							
9	170	340								
10	430									

Fig. 3.17 – Collegamenti fra le macchine o i reparti ricavati dai cicli di fig. 3.16.

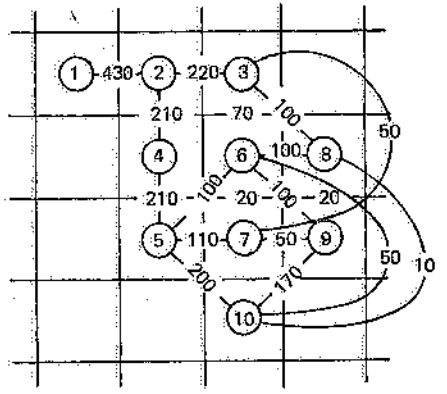


Fig. 3.18 – Disposizione teorica dei centri di lavoro interessati dai cicli di lavorazione di cui alla fig. 3.16.

scale di ciascuna stazione di lavoro, si può procedere nel seguente modo: tracciato un reticolo a maglie quadrate (fig. 3.18), si riportano al centro di ogni maglia dei cerchietti nei quali si scrivono i numeri che contrassegnano ciascuna macchina o reparto; ogni cerchietto viene collegato, mediante trattini, a tutti i cerchietti che contraddistinguono posti di lavoro che sono in contatto con il primo; su ciascun trattino di collegamento si riporta il numero (letto sulla fig. 3.17) che misura l'intensità di traffico. La disposizione teorica dei centri di lavoro può essere effettuata sulla base di quanto emerge dallo schema così costruito. A titolo di esempio, si può piazzare al centro la macchina o reparto 6, che ha collegamenti con un maggior numero di altre macchine o reparti. Quindi, attorno a tale centro di lavoro, si dispongono quelli contrassegnati con i numeri 3, 5, 8 e 9 collegati ad un numero di centri di lavoro subito inferiore a quello che caratterizza il centro di lavoro 6, e così di seguito.

Si considerano più disposizioni alternative e si sceglie, fra tutte, quella più soddisfacente.

Anziché al reticolo di fig. 3.18 si può ricorrere al procedimento seguente: si rappresenti ciascun centro di lavoro con una sagoma di cartone a forma rettangolare avente un lato doppio dell'altro. Si dispongano tali sagome le une rispetto alle altre (fig. 3.19), tenendo conto delle intensità dei trasporti evidenziate in fig. 3.17.

Si ottiene anche in questo caso una disposizione teorica, dalla quale si può poi passare ad una disposizione ancora schematica, ma un po' più vicina alla realtà, considerando sagome non più eguali fra loro, ma aventi ingombri proporzionali, in una

certa scala, alle aree occupate da ciascun centro di lavoro (fig. 3.20). La determinazione di tali aree presuppone che si sia preventivamente eseguito, sia pure in prima approssimazione:

- lo studio dei singoli posti di lavoro, nel caso di macchine da sistemare nell'ambito di un reparto (a questo livello della progettazione, tale studio dovrebbe già essere stato eseguito);
- lo studio della sistemazione delle macchine di ciascun reparto, nel caso di reparti.

Lo schema a blocchi individuato, come sopra si è detto, non rappresenta ancora una soluzione pratica. Si tratta di modificare opportunamente la forma dei vari reparti o posti di lavoro in modo che la soluzione di layout assuma una forma regolare (ad esempio, rettangolare) ovvero quella del fabbricato esistente. Si perviene così ad una prima soluzione pratica di sistemazione planimetrica dell'impianto industriale allo studio (fig. 3.21).

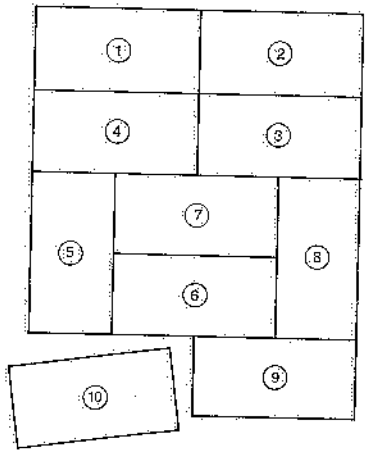


Fig. 3.19 – Disposizione teorica analoga a quella di fig. 3.18 ottenuta utilizzando sagome di cartone uguali fra loro.

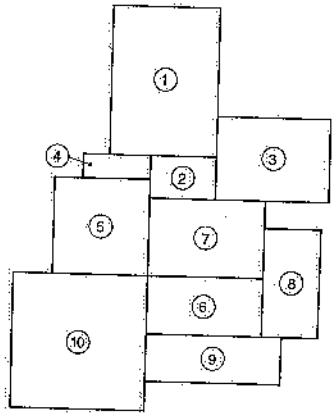


Fig. 3.20 – Schema a blocchi teorico conseguente all'esame delle intensità di traffico di cui alla fig. 3.16.

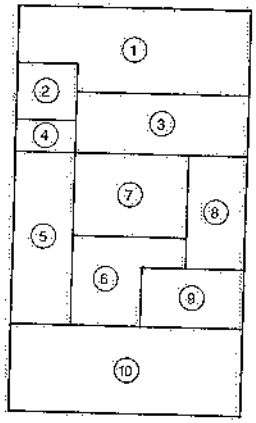


Fig. 3.21 – Schema a blocchi di fig. 3.20 trasformato in superficie a forma rettangolare.

B) Metodo del triangolo di Buff

Si elencano le macchine o i reparti lungo una colonna verticale (fig. 3.22); quindi, a partire da tale colonna, si tracciano due serie di rette parallele così da individuare un reticolo a forma triangolare: in tali maglie si riportano, con simboli appropriati, le entità e le direzioni dei trasporti (ricavabili dai cicli di lavorazione presentati sotto una forma analoga a quella di fig. 3.16).

Il triangolo di Buff è in grado di fornire, analogamente alla tabella di fig. 3.17, utili

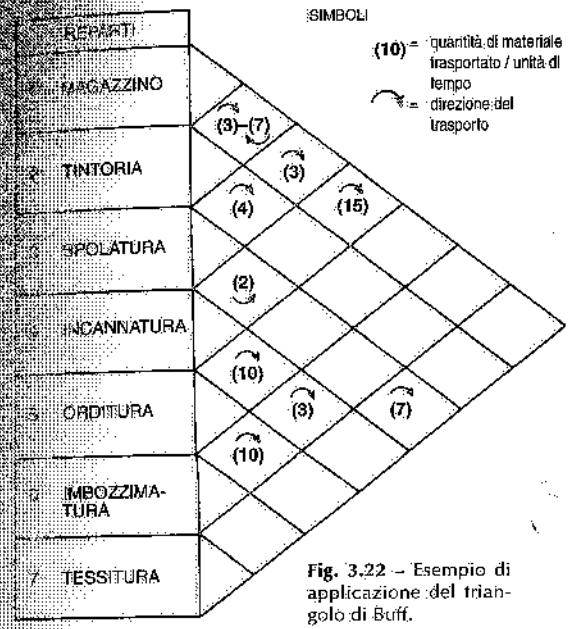


Fig. 3.22 – Esempio di applicazione del triangolo di Buff.

indicazioni sulle macchine o sui reparti che conviene avvicinare. Si può quindi procedere come suggerito nel paragrafo precedente.

In definitiva, applicando uno dei metodi sopra esposti o altri proposti dai vari Autori, si perviene ad una o più soluzioni di layout. Fra tutte, con metodi che vedremo, si individua la soluzione migliore. Di questa, si eseguiranno i disegni necessari – in scala adeguata – con l'indicazione di tutti gli elementi che interessano ai fini per cui si imposta lo studio del plant layout.

Tale fase progettuale vede l'impiego di software grafici o di modelli in scala delle macchine e degli impianti e servizi che si devono sistemare.

3.5. IMPIEGO DEGLI ELABORATORI ELETTRONICI PER LO STUDIO DEL PLANT LAYOUT

Sempre con riferimento a lavorazioni per lotti, sono stati messi a punto modelli che consentono di affrontare problemi di plant layout con l'impiego di elaboratori elettronici.

Tali modelli si basano sul principio che il costo dei trasporti interni costituisca l'elemento prevalente in vista dell'individuazione della migliore soluzione di plant layout. Ragione per cui essi ricercano la disposizione che vede avvicinati al massimo i centri di lavoro caratterizzati da un maggior numero di collegamenti.

Fra i numerosi programmi proposti ricordiamo i seguenti:

a) *ALDEP (Automated Layout Design Program).* Il procedimento, del tipo illustrato sotto il nome di metodo delle intensità di traffico, affida all'elaboratore la stesura di numerosi layout e la selezione dei migliori. Si forniscono al programma una tabella dei collegamenti fra i centri di lavoro (reparti, macchine, posti di lavoro) del tipo di fig. 3.17 e le caratteristiche dimensionali di ciascun centro. Il programma sceglie a caso un primo centro di lavoro e lo riporta (in scala) su un disegno. Quindi ricerca un altro centro, caratterizzato dal maggior numero di collegamenti con il primo, e lo dispone vicino a questo. Se non vi sono centri di lavoro caratterizzati da collegamenti con il primo, il secondo centro viene scelto a caso e disposto ugualmente a fianco del primo. Si procede così fino a che tutti i centri di lavoro sono sistemati. Ovviamente, il programma tiene conto di eventuali ubicazioni obbligate o prestabilite per alcuni centri di lavoro. L'intera procedura è ripetuta per generare altri layout. Infine, l'elaboratore classifica tutte le soluzioni trovate in base alla tabella dei collegamenti.

b) *CORELAP (Computerized Relationship Layout Planning).* Tale programma presuppone che le dimensioni lunghezza e larghezza del layout siano già definite. Esso inizia con l'individuazione dei centri di lavoro (reparti, macchine, posti di lavoro) che hanno più contatti con gli altri. Individuato il centro di lavoro interessato da un maggior numero di collegamenti, lo dispone, nella forma e con le dimensioni predeterminate, su un disegno. Quindi, in base al numero di collegamenti, individua il centro di lavoro che è opportuno disporre vicino al primo e poi via via gli altri, che vengono sistemati il più vicino possibile al primo. Successivamente cerca i centri di lavoro che hanno più rapporti con quelli già sistemati. Si prosegue fino a che tutti i centri di lavoro sono disposti sul layout (in scala). Poiché questo avrà una forma qualsiasi, si apporteranno le modifiche necessarie per fargli assumere la forma e le dimensioni prestabilite.

c) *RMA (Richard Muther and Associates' Contribution to the Field).* I dati di partenza di questo programma sono i collegamenti fra i centri di lavoro e le aree di ciascuno di questi. Il programma ricerca anzitutto il centro di lavoro caratterizzato da un maggior numero di collegamenti con gli altri centri e lo sistema nel centro di un disegno, prescindendo dalla sua area e dal suo ingombro. Quindi inserisce via via gli altri centri di lavoro in base ai collegamenti con il primo e fra di loro. Si perviene così ad un diagramma dei flussi che non tiene conto delle dimensioni dei centri di lavoro. Da tale diagramma si passa ad un disegno più significativo (schema a blocchi), assegnando ad ogni centro di lavoro l'area e la forma preventivamente individuate. Poiché lo schema a blocchi (ogni blocco rappresenta un centro di lavoro) non ha in genere contorni regolari né risulta compatto e senza aree vuote, lo si modifica fino ad ottenere un vero e proprio layout avente interesse pratico.

d) *CRAFT (Computerized Relative Allocation of Facilities Technique).* Illustriamo questo metodo riferendoci allo studio della sistemazione planimetrica di reparti lavorativi (peraltro, nessuna difficoltà presenta la sua applicazione allo studio della disposizione dei posti di lavoro di un reparto). Sappiamo che il costo totale di trasporto fra i reparti lavorativi di uno stabilimento, è dato dalla (3.1). Il programma di calcolo CRAFT ricerca – con l'ausilio dell'elaboratore elettronico – la disposizione dei reparti cui corrisponde il valore minimo della (3.1). Si tratta di fornire al programma i seguenti dati:

1) tabella dei pesi riferiti all'unità di tempo prestabilita (tab. 3.VI);
2) tabella dei costi di trasporto dell'unità di peso riferiti all'unità di distanza (tab. 3.VII);
3) area di ciascun reparto (6);
4) disposizione iniziale (qualsiasi) dei reparti (7).

In base a tali dati, il programma esamina una serie di possibili configurazioni ottenute apportando piccole modifiche al plant layout iniziale, vale a dire cambiando la posizione di due o tre reparti alla volta. Tali cambiamenti sono attuati imponendo ai reparti la seguente successione degli scambi:

1) reparti caratterizzati dalla stessa area;
2) reparti aventi un lato in comune;
3) reparti aventi un lato in comune con un terzo reparto.

(6) La precisazione delle aree presuppone ovviamente uno studio preventivo di sistemazione delle macchine di ciascun reparto.

(7) Può trattarsi del plant layout esistente, se si applica il metodo CRAFT al fine di migliorare tale sistemazione, oppure di un layout di tentativo, se si tratta di un nuovo stabilimento.

Supponendo di cambiare la posizione di due reparti alla volta, il numero di configurazioni da esaminare corrisponde alle possibili combinazioni di x elementi in una classe costituita da n elementi:

$$C_{n,x} = \frac{n!}{x!(n-x)!}$$

È ovvio che qualora – per qualsiasi motivo – un reparto abbia una posizione obbligata, lo stesso non sarà sottoposto ad alcun spostamento.

Per ogni configurazione, l'elaboratore calcola – in base alla (3.1) – e memorizza il relativo costo totale dei trasporti fra i reparti. È così possibile individuare la soluzione meno costosa. Il procedimento del programma CRAFT è evidenziato dallo schema a blocchi di fig. 3.23.

Logicamente, una volta individuata la soluzione di layout ottimale, si procederà anche in questo caso al suo sviluppo progettativo dettagliato.

Vale la pena di rilevare che il programma presenta alcune limitazioni, la più importante delle quali riguarda la forma dei reparti: infatti, fintanto che due reparti hanno la stessa area, la sostituzione reciproca non presenta difficoltà; se però si devono scambiare fra di loro due reparti aventi aree diverse, l'elaboratore deve procedere ad un adattamento delle forme di una parte, se non di tutti i reparti (mantenendo invariate le rispettive aree).

Tale limitazione è ovviamente più importante se si deve rispettare un perimetro esterno prestabilito, come avviene quando esiste già il fabbricato dello stabilimento.

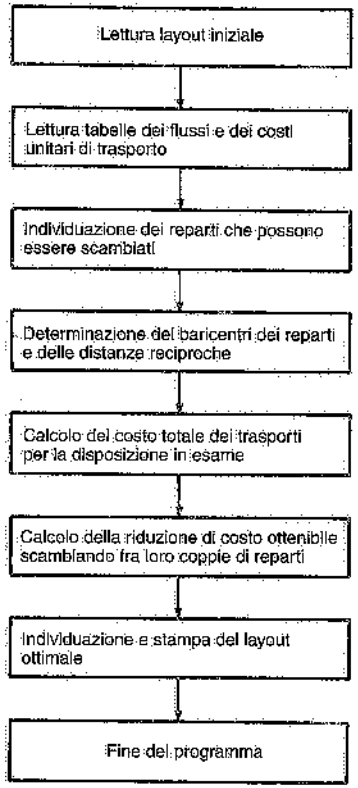


Fig. 3.23 – Schema a blocchi del programma CRAFT.

La moderna tecnologia informatica mette a disposizione posti di lavoro costituiti da elaboratori elettronici di notevole potenza (work station) che consentono di progettare o modificare layout in modo interattivo.

Su questi elaboratori vengono installati software di tipo CAD (Computer Aided Design) particolarmente orientati alla progettazione di layout.

Alla base dei programmi stanno ovviamente i cicli di lavorazione, schizzi di soluzioni o soluzioni parziali preventivamente elaborati, informazioni e condizioni da rispettare. Altri dati sono costituiti da forme grafiche standard rappresentanti i vari mezzi di lavoro (macchine, impianti, servizi, arredi, utenze tecnologiche) e gli elementi caratteristici degli edifici ("maglia", tipo di pilastri, ecc.), che l'elaboratore immagazzina.

L'introduzione delle informazioni avviene mediante tastiera, tavoletta e stilo, mouse, ecc.

I programmi messi a punto per la progettazione del plant layout prevedono la successiva presentazione, zona per zona o reparto per reparto, degli elementi di fabbricato e dei mezzi di lavoro, con possibilità di modificare o correggere soluzioni già

disegnate. Inoltre, tutti i disegni che compaiono su video possono essere spostati, ruotati, traslati e infine duplicati.

Sempre in tempi brevissimi è possibile richiedere all'elaboratore più soluzioni alternative oppure la riproduzione di soluzioni già memorizzate.

Completato il plant layout, l'elaboratore è in grado di trasformarlo in rappresentazione tridimensionale e, all'occorrenza, di ricavare sezioni orizzontali in corrispondenza di piani diversi.

La fig. 3.24 riporta un esempio di plant layout ottenuto con il CAD.

Tutti i disegni sono riprodotti nella scala desiderata e recano la legenda dei simboli adottati, la scala, la data e così via.

Tale sistema automatizzato per la progettazione di layout, presenta i seguenti vantaggi:

- rapidità di elaborazione di più soluzioni alternative;
- precisione e uniformità dei disegni;
- valorizzazione del progettista (in quanto questi viene svincolato dal lavoro manuale);
- possibilità di interessanti sviluppi, specie per quanto riguarda la valutazione comparativa di soluzioni diverse di plant layout.

Da un punto di vista più generale, altre considerazioni possono essere fatte sull'impiego dei sistemi informatici per la progettazione dei plant layout. Essi consentono una produttività grafica, bi- e tridimensionale, completa di elenchi e computi metrici ed integrabile con altri sistemi assistiti da elaboratore (calcoli, documentazione tecnica, gestione). Inoltre, l'impiego del calcolatore è particolarmente utile per il *piping* e relativi supporti, anche perché consente di evitare interferenze in fase progettuale

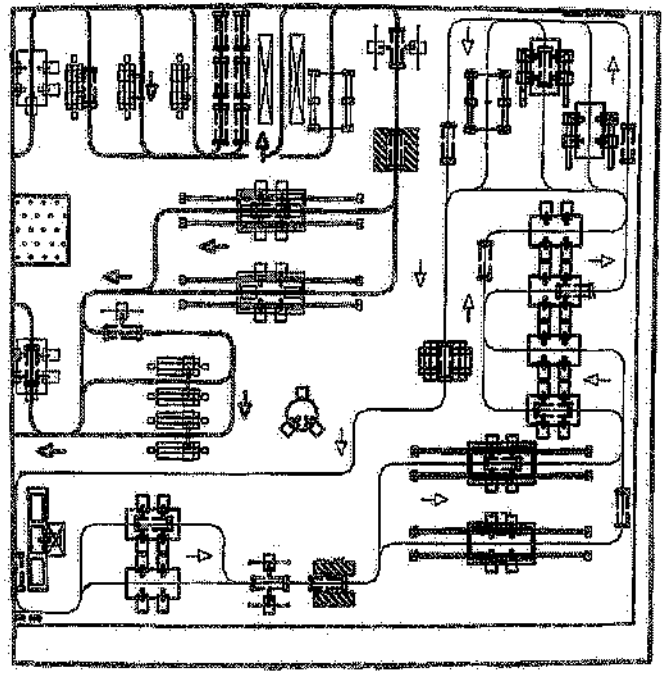


Fig. 3.24 – Plant layout progettato con il CAD.

...zia nè "scoprirle" durante il montaggio in opera. Per contro, l'introduzione di un ...stema CAD in azienda può presentare alcune difficoltà. Citiamo, in particolare:

- la carenza di personale esperto contemporaneamente nella progettazione e nell'uso di strumenti sofisticati di grafica computerizzata;
- un utilizzo del sistema che giustifichi il relativo investimento;
- difficoltà di integrazione tra diverse discipline, specie se queste utilizzano strumenti diversi.

3.6. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

A titolo di sintesi, riportiamo nelle figg. 3.25 e 3.26 le principali fasi attraverso le ...ali si sviluppa lo studio del plant layout nei due casi di lavorazioni in linea e per

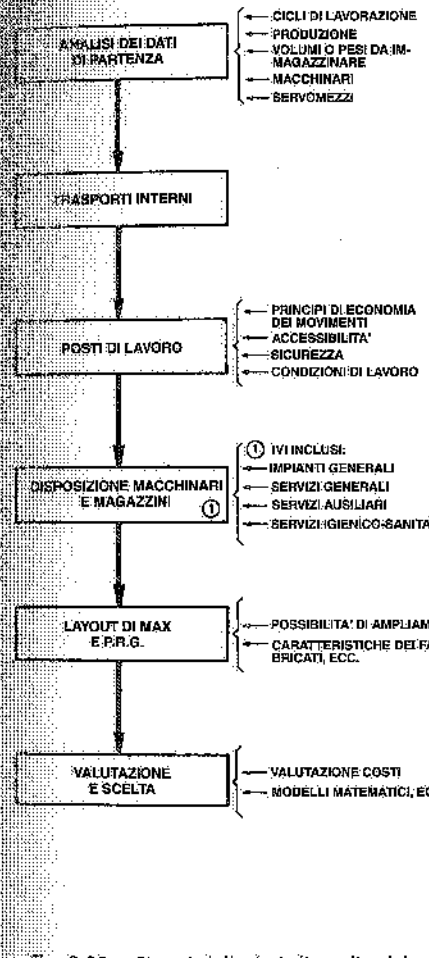


Fig. 3.25 – Sintesi delle fasi di studio del plant layout nel caso di lavorazioni in linea.

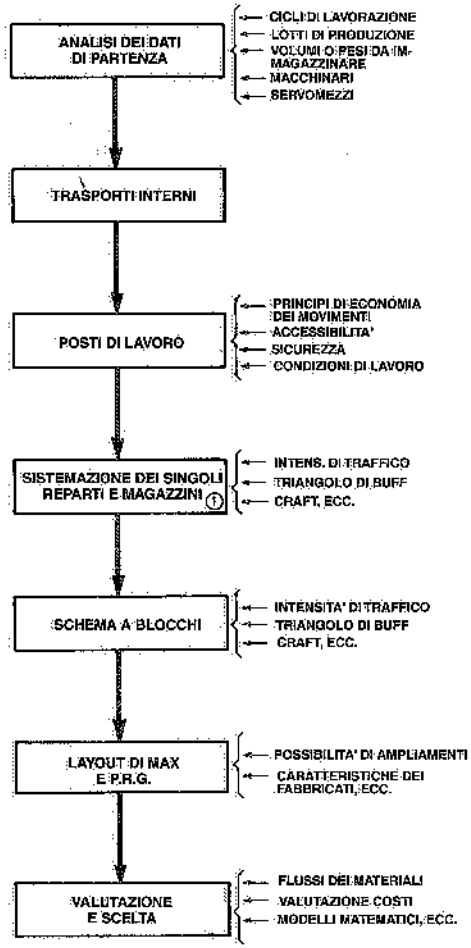


Fig. 3.26 – Sintesi delle fasi di studio del plant layout nel caso di lavorazioni per lotti.

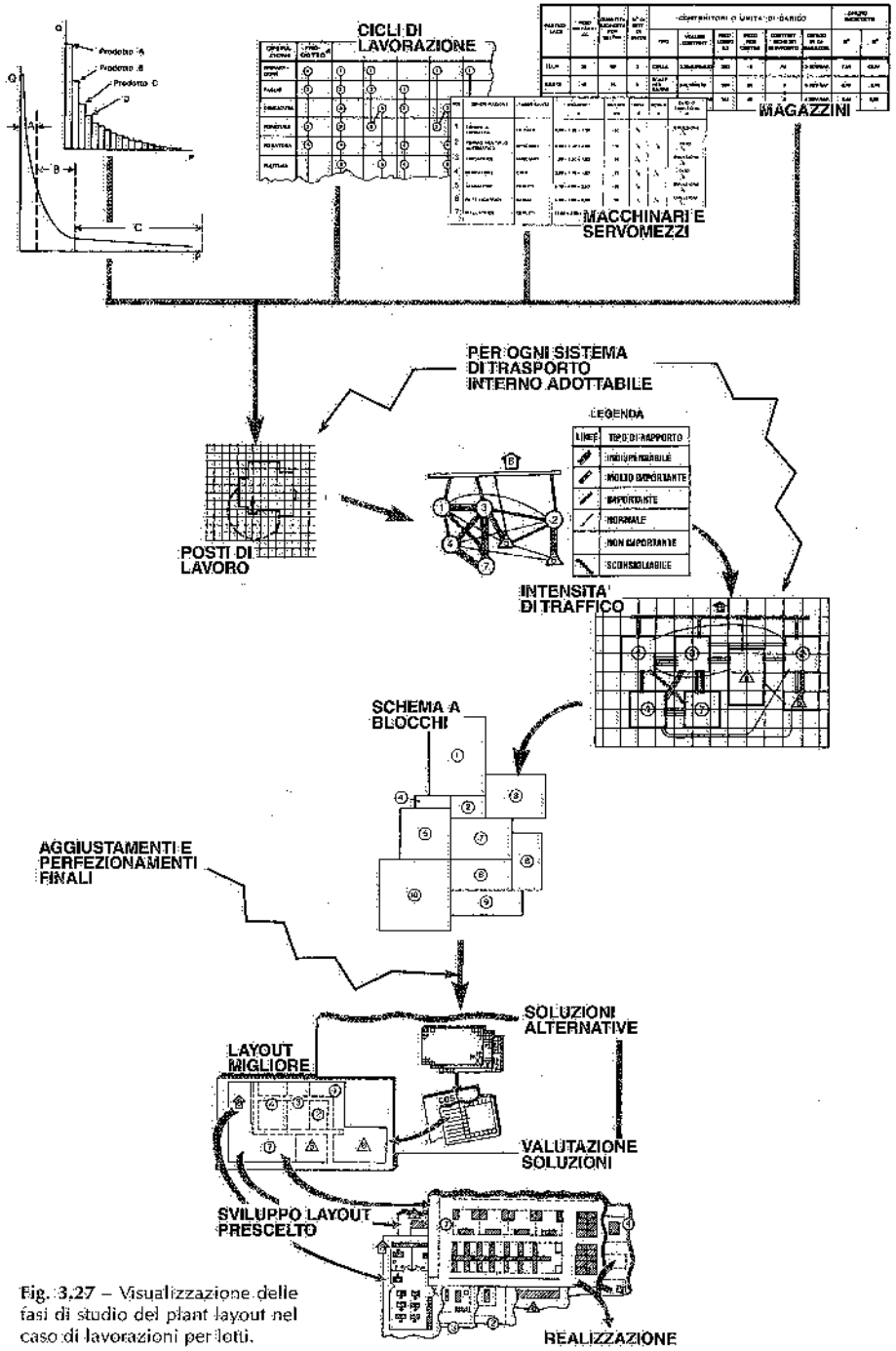


Fig. 3.27 – Visualizzazione delle fasi di studio del plant layout nel caso di lavorazioni per lotti.

In particolare, poi, la fig. 3.27 visualizza le fasi di studio del layout di una lavorazione per lotti.

Occorre sottolineare che ogni progetto di plant layout deve essere completo del relativo preventivo di investimento e dei costi di esercizio, nonché dell'elenco dei vantaggi e svantaggi (non sempre direttamente valutabili) che lo caratterizzano.

In particolare, lo studio e l'elaborazione di nuove sistemazioni o di miglioramenti anche parziali di una situazione preesistente, devono tenere conto delle varie esigenze (specie produttive) presenti e future dell'azienda, delle possibilità di ampliamento, delle condizioni ambientali di lavoro, delle disponibilità finanziarie e delle esistenti innovazioni tecniche e tecnologiche.

Inoltre, il progettista deve amalgamare in una visione omogenea ed organica tutte le esigenze, possibilità, difficoltà e limitazioni e sviluppare il suo studio avendo di mira il raggiungimento dei migliori risultati con la minima spesa.

A proposito, ricordiamo che il problema di stabilire la convenienza economica di una sostituzione, di una modifica e di un potenziamento è sempre funzione di due distinte categorie di elementi, che vanno quindi prese attentamente in esame.

Alla prima categoria appartengono le voci facilmente valutabili in termini di costo, come risparmi di spazio, incrementi della produttività, variazioni nel consumo dell'energia, diminuzione dei costi di trasporto, immagazzinamento e manutenzione.

Alla seconda categoria appartengono quelle voci, a volte non valutabili in termini economici, quali i vantaggi derivanti da nuove sistemazioni dei reparti e dei posti di lavoro, da semplificazioni delle operazioni del procedimento produttivo, dal miglioramento delle condizioni ambientali, dalla diminuzione degli scarti, dalla più razionale sistemazione complessiva delle lavorazioni e dall'elevazione del livello tecnico dello stabilimento.

Infine, quando uno studio di miglioramento tecnico di un'azienda richiede investimenti straordinari, lo stesso deve prevedere una gradualità di interventi che consenta di realizzare per gradi il risultato finale, raggiungibile al termine del piano di intervento previsto.

In altre parole, ogni studio di sistemazione dell'azienda che non si limiti a semplici e poco costose modifiche, va presentato sotto forma di *piano regolatore* dello stabilimento e costituisce quindi lo schema e la guida di ogni successivo intervento per il miglioramento della produttività, la riduzione dei costi e l'elevazione del livello tecnico dello stabilimento.

In tal modo, si viene a disporre di un piano logico e razionale di interventi, suddiviso in periodi di tempo successivi ed in programmi di spesa distribuiti nel tempo. Inoltre, si definiscono le possibilità di migliorare, dal punto di vista tecnico ed economico, il livello aziendale, la produttività, la qualità del prodotto, ecc.

Lo studio del plant layout di uno stabilimento deve essere condotto in collaborazione con i responsabili della produzione, della manutenzione, della sicurezza, dei metodi, del personale, vale a dire di tutti coloro che saranno interessati all'attività del nuovo impianto, operatori compresi.

Lo studio dovrebbe sempre essere affidato alla responsabilità di un esperto nel campo della progettazione industriale, con il compito di dirigere e coordinare i lavori: se l'azienda non ha alle sue dipendenze questo esperto, sceglierà un consulente esterno.

Nel presentare lo studio effettuato allo scopo di migliorare le condizioni tecnico-economiche di produzione dell'azienda, è bene che chi ha effettuato il lavoro faccia seguire, alla formulazione delle proposte di miglioramento, ai relativi bilanci econo-

mici e piani di ammortamento ed alle possibilità di suddividere la spesa totale in un certo numero di stanziamenti successivi, le proprie conclusioni relative alle varie soluzioni. Queste conclusioni devono soprattutto mettere a confronto l'onere globale, per l'azienda, di ciascuna soluzione ed i corrispondenti vantaggi complessivi che ne derivano. In tal modo, infatti, la direzione dell'azienda avrà a disposizione un'utile guida per l'esame delle soluzioni proposte, oltre ad un quadro riassuntivo dei problemi che più degli altri abbisognano di una opportuna soluzione. Inoltre, dovrà essere illustrato come ogni singola soluzione si inquadri nelle previsioni di sviluppo futuro dell'azienda.

Ai tecnici che si occupano di plant layout torna particolarmente utile conoscere le soluzioni adottate in tale campo da altre aziende, il che può concretarsi attraverso visite a stabilimenti operanti nello stesso settore e consultazione di riviste specializzate.

3.7. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Tecnica ed economia della produzione*, Milano, Hoepli.
M. Pierre, *Implantation et Manutentions*, Paris, Dunod.
R.W. Mallick, A.T. Gaudreau, *Plant Layout: Planning and Practice*, New York, John Wiley e Sons.
Degallier-Alary, *Guide des Techniques d'Implantation et de Manutention dans l'Enterprise*.
J.M. Moore, *Plant Layout and Design*, New York, The Macmillan Company.
R. Muther, *Systematic Layout Planning*, Boston, Cahners Books.
E.S. Buffa, G.C. Armour, T.E. Vollmann, *Allocating Facilities with CRAFT*, Harvard Business Review.
E.S. Buffa, G.C. Armour, *A Heuristic Algorithm and Simulation Approach to Relative Location of Facilities*, Los Angeles, Graduate School of Business Administration University of California.
B.E. Flores, *Quantitative Techniques of Plant Layout*, Department of Industrial Engineering University of Houston.
R. Francis, L. McGinnis, *Facility Layout and Location*, Prentice Hall International.

4. L'impiego di modelli bi- e tridimensionali per lo studio del plant layout

4.1. GENERALITÀ

L'impiego di modelli a due e a tre dimensioni per lo studio della sistemazione di un reparto o di uno stabilimento ha avuto una notevole diffusione sia perché facilita lo studio esecutivo delle possibili soluzioni alternative di plant layout, sia perché consente una raffigurazione assai chiara di tali soluzioni. Ciò in particolare nella fase di individuazione di soluzioni alternative della sistemazione di un reparto o di uno stabilimento: infatti, l'impiego di modelli che raffigurino in una scala opportuna macchine e impianti consente di risparmiare tempo, specialmente in relazione alle numerose varianti della disposizione iniziale che è di solito opportuno prendere in considerazione.

4.2. MODELLI BIDIMENSIONALI

Si ottengono riportando su cartoncino bianco non trasparente il profilo in pianta della macchina, dell'impianto, del mezzo di trasporto, dell'attrezzatura, dell'apparecchiatura, dell'elemento di fabbricato, che si deve inserire nel plant layout.

Nel descrivere le modalità di raffigurazione delle sagome, ci riferiamo per semplicità alla rappresentazione di una macchina. Oltre al profilo fisso della stessa, si devono indicare le parti mobili o sporgenti, l'ingombro delle fondazioni, gli assi, la struttura interna. Sul disegno della macchina vengono poi riportati, tutti o in parte, i seguenti elementi:

- la denominazione della macchina;
- il fabbricante;
- la posizione (contrassegnata con un punto nero) e la quota del punto più alto;
- il peso della macchina;
- la posizione dell'operatore;
- la potenza del motore;
- i servomezzi (acqua, aria compressa, ecc.) di cui la macchina abbisogna;
- un rettangolo nero.

Il profilo fisso del macchinario si può indicare, ad esempio, con linea spessa,

mentre le parti mobili o sporgenti si possono disegnare con linea tratteggiata e le eventuali fondazioni a tratto e punto. In U.S.A. sono state elaborate norme per la preparazione delle sagome (1), alle quali – in mancanza di unificazioni nazionali – tutt'ora si ispirano alcuni uffici di progettazione industriale.

La fig. 4.1 mostra un esempio di raffigurazione di una macchina secondo le indicazioni dianzi esposte.

Una volta ultimato il disegno, si ritaglia con cura il contorno della macchina.

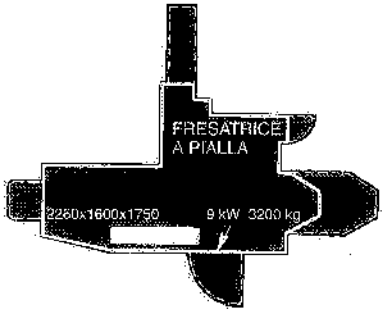


Fig. 4.1 – Disegno in scala di una fresatrice.

Il disegno viene poi fissato, con altri, su carta nera o su foglio trasparente: il tutto è riprodotto fotograficamente su pellicola. Sul foglio di carta nera o trasparente si riporta inoltre una quota di riferimento (fig. 4.2): tale quota serve al fotografo per riprodurre nella scala voluta (generalmente 1:50 o 1:100) il disegno della macchina. Si ottiene così il modello bidimensionale della stessa (2).

Nella fig. 4.3 sono riportati i modelli bidimensionali ottenuti per riproduzione fotografica delle sagome di fig. 4.2.

Il modello viene poi ritagliato e impiegato per lo studio della sistemazione planimetrica. Poiché il modello è ricavato su pellicola (trasparente), non occorre che il taglio del contorno sia accurato.

La fig. 4.4 riporta il modello bidimensionale di un tornio automatico.

In alternativa, si potrebbe raffigurare il modello di cui sopra direttamente su foglio lucido trasparente.

I modelli vengono disposti su un foglio di moviphan reticolato con maglie di 5 mm: per fissare i modellini sul foglio a reticolo si impiegano strisce di nastro trasparente adesivo dalle due parti, il quale, pur assicurando la stabilità della sagoma sul

(1) *Norme A.S.M.E. sui modelli bidimensionali:*

1. *Scala:* tutti i modelli devono essere disegnati in scala 1:50.
2. *Profilo:* il profilo della macchina o dell'impianto deve essere tracciato con linea spessa e indicare il contorno quale sarebbe descritto sul pavimento da un filo a piombo lasciato cadere da 2 m di altezza e mosso lungo il perimetro del macchinario; fanno eccezione le ruote e le maniglie che vanno considerate come particolari. Le linee da utilizzare per il disegno della sagoma sono le seguenti:
   - ——— spessa: profilo fisso della macchina o dell'impianto proiettato sul pavimento da un'altezza di 2 m.
   - ——— sottile: particolari e sottostrutture della macchina.
   - – – – – tratteggiata spessa: ingombro delle parti mobili della macchina.
   - — · — · — tratto breve e punto: elementi aerei o sotterranei, fondazioni, fosse, spazio per servizi e altri elementi importanti.
   - ——— tratto lungo e punto: assi della macchina.
3. *Particolari:* gli assi, i punti di carico, di controllo e di comando devono essere indicati con una linea più sottile di quella usata per il profilo della macchina o dell'impianto.
4. *Ingombri:* le linee che indicano parti mobili, punti di accesso e spazi necessari per l'alimentazione e il comando delle macchine devono essere tratteggiate. Non deve invece essere incluso nel disegno della sagoma lo spazio destinato al deposito dei materiali o ad altri scopi non specificatamente connessi alla installazione della macchina o dell'impianto.
5. *Interferenze:* elementi o strutture più alti di 2 m da terra oppure fondazioni e sottostrutture devono essere disegnate con linea tratteggiata più sottile di quella usata per indicare gli ingombri mobili.
6. *Dati:* il punto di massima altezza deve essere indicato con un simbolo opportuno. Sopra o a fianco del disegno devono pure essere indicate la lunghezza, la larghezza e l'altezza (compresi gli ingombri determinati dal movimento di parti della macchina, ma esclusi gli ingombri connessi al comando e all'alimentazione della stessa), il peso e la potenza del motore.
7. *Varie:* sulla sagoma devono essere indicati i comandi, i servizi ausiliari e la posizione dell'operatore. Quest'ultima sarà individuata da una freccia (↙).
8. *Stampa:* le sagome dovrebbero essere stampate su fondo bianco o colorato, atto a consentire una facile individuazione e cioè:
   - *rosa* per macchine utensili, impianti meccanici e simili;
   - *verde* per impianti di ufficio e attrezzature quali banchi, scaffali, armadi, lavabi e così via;
   - *giallo* per gli impianti di trasporto;
   - *rosso* per le dotazioni impiegate per la movimentazione e l'immagazzinamento dei materiali (palette, contenitori, recipienti, ecc.).

(2) Grazie al sistema di riproduzione adottato, il rettangolo nero disegnato sulla sagoma è ora diventato bianco e può essere utilizzato per scrivere eventuali notazioni.

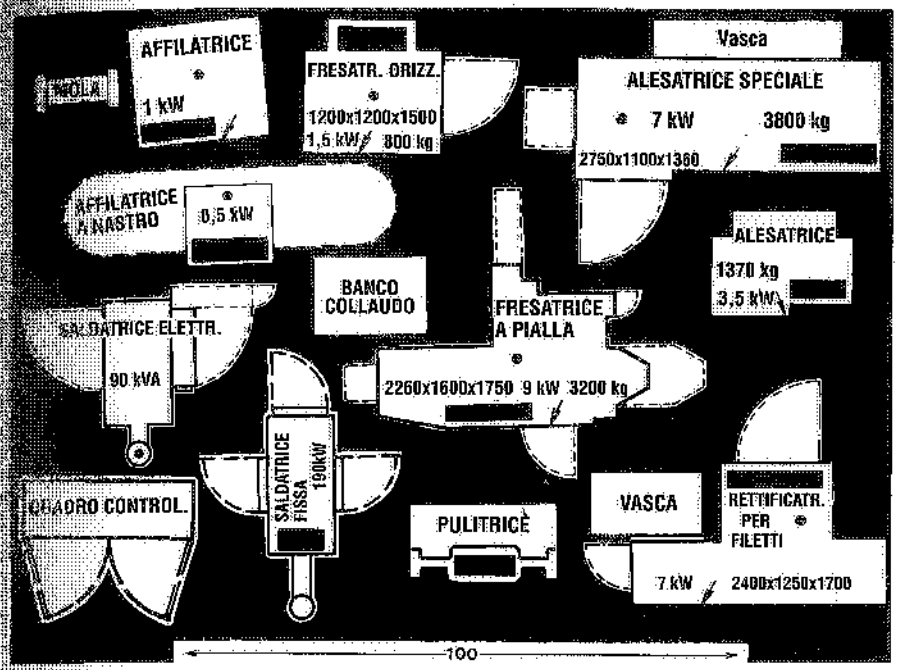


Fig. 4.2 – Disegni di macchine diverse, ritagliati e fissati su carta nera, pronti per la riproduzione su pellicola (si noti, in basso, la quota di riferimento 100 che servirà al fotografo per la riproduzione delle macchine nella scala richiesta).

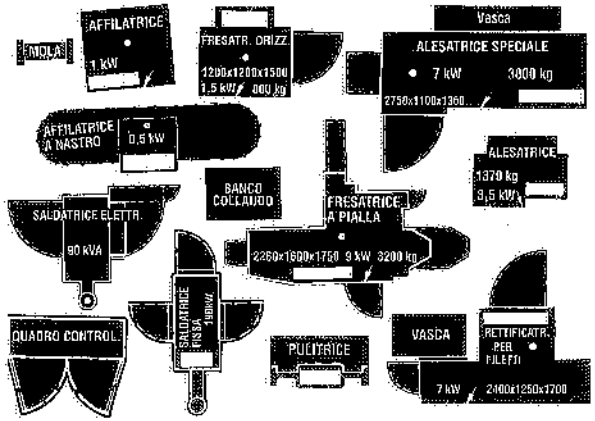


Fig. 4.3 – Riproduzione su pellicola dei disegni di fig. 4.2.

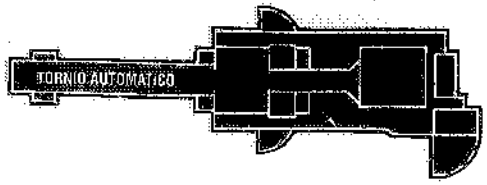


Fig. 4.4 – Modello bidimensionale di un tornio automatico ritagliato e pronto per l'impiego.

foglio di moviphan, consente un facile distacco della stessa; inoltre, tale nastro si mantiene adesivo anche dopo ripetuti impieghi.

Per successivi tentativi (ciascuno dei quali può essere rapidamente sviluppato grazie anche al fatto che il foglio di moviphan è a reticolo e quindi è possibile rilevare con molta facilità le distanze fra macchina e macchina, le larghezze dei corridoi, le dimensioni dei locali, ecc.), si perviene alla pianta definitiva. I passaggi, le chiassilerie, i muri, i trasportatori possono essere indicati con nastri adesivi neri di vario tipo e formato: la fig. 4.5 mostra una rassegna di tali nastri.

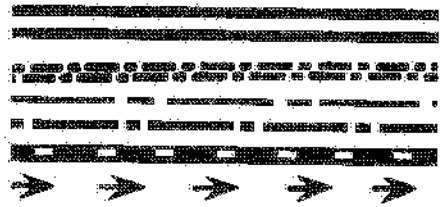


Fig. 4.5 – Tipi di nastri adesivi.

La riproduzione delle sagome su pellicola e la trasparenza del foglio reticolare che le sostiene, nonché del nastro trasparente adesivo dalle due parti che fissa i modellini al foglio di moviphan, consentono di ottenere copie eliografiche e lucidi della sistemazione studiata.

Ove occorra, il lucido ricavato dalla sistemazione definitiva (e conservato in archivio come originale) servirà per fissare nuovamente e rapidamente i modelli secondo la disposizione iniziale, in modo da poter riprendere da quella le mosse per le successive varianti. La fig. 4.6 mostra una sistemazione su moviphan studiata con l'impiego di modelli bidimensionali.

4.3. MODELLI TRIDIMENSIONALI

Si disegna la macchina, l'impianto o l'attrezzatura in prospettiva, nella stessa scala in cui deve essere realizzato il modellino (1:50 o 1:100) e con l'indicazione delle quote più importanti (fig. 4.7). Da fogli di plexiglas di spessori diversi e tagliati nelle dimensioni occorrenti, si ottengono le parti componenti del modello, che poi si incollano tra di loro mediante appositi collanti.

Il modellino è così pronto e può essere verniciato nella tinta più appropriata (ad esempio, in grigio le macchine, in arancione i mezzi di trasporto).

Sulle caratteristiche dei modelli tridimensionali si hanno negli Stati Uniti norme unificate che si riportano in nota (3).

(3) *Norme A.S.M.E. sui modelli tridimensionali:*

1. *Scala:* tutti i modellini devono essere riprodotti in scala 1:50.
2. *Particolari:* i particolari da riportare sul modello dipendono dalla loro utilità. Dovrebbero comunque essere inclusi dettagli sufficienti (quali la forma, la linea, certe caratteristiche particolari) per rendere facilmente riconoscibile l'impianto o il macchinario.
   Devono essere segnati tutti i punti di comando o di controllo (nella posizione normale). Anche le eventuali zone pericolose vanno indicate.
3. *Finiture:* i modelli devono essere costruiti e colorati in modo da assomigliare il più possibile all'oggetto rappresentato.

→

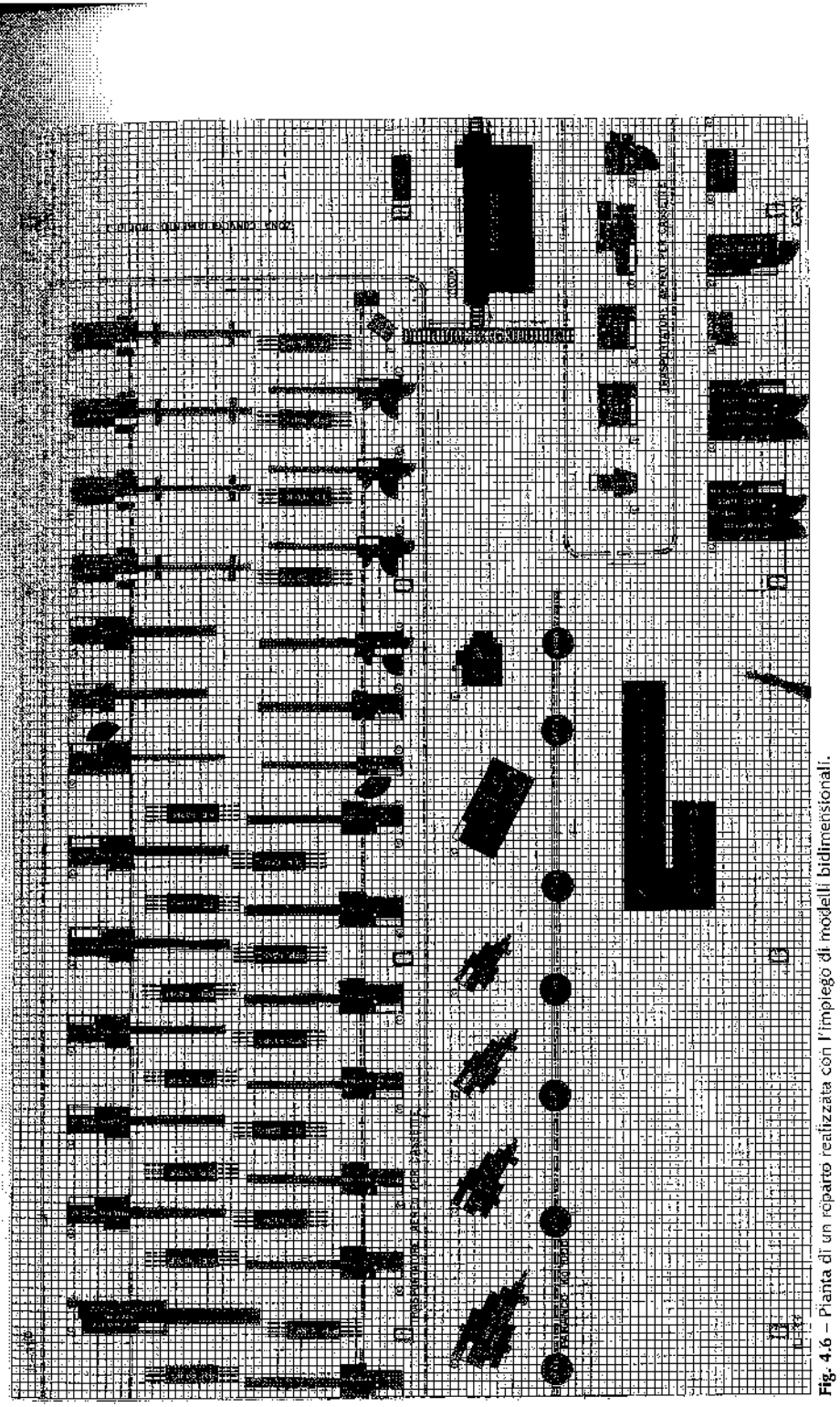


Fig. 4.6 – Pianta di un reparto realizzata con l'impiego di modelli bidimensionali.

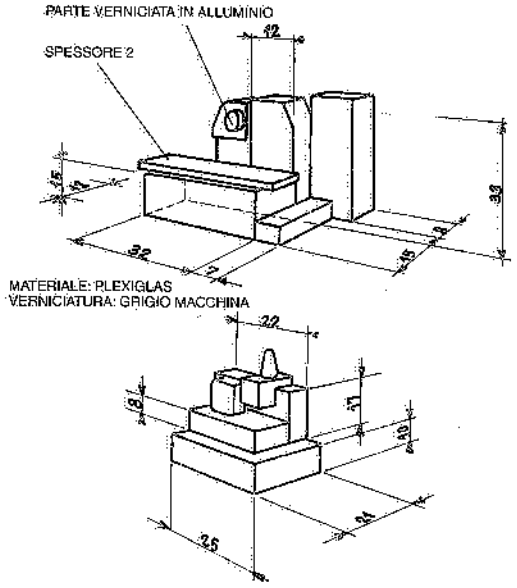


Fig. 4.7 – Disegno costruttivo di una fresatrice a pialla e di una dentatrice a coltello.

Avendo a disposizione i modelli di macchinari, impianti, colonne, carriponte, ecc., se ne può studiare la sistemazione disponendoli su una o più piastre di vetro o di plexiglas trasparenti sulle quali è riportato un reticolo con maglie di 5 mm (fig. 4.9).

I singoli modelli vengono fissati sulla piastra trasparente ancora mediante nastro trasparente adesivo dalle due parti.

I corridoi, i passaggi ed i percorsi dei materiali e/o delle persone sono delimitati mediante nastri adesivi colorati di vari tipi e formati.

Quando si è pervenuti al progetto definitivo si può operare secondo uno dei seguenti procedimenti:

– capovolgere la piastra appoggiandola sulle colonne, e quindi fotografare il tutto dall'alto: si ha così la pianta della sistemazione studiata;
– girare la piastra come nel caso precedente, appoggiarvi sopra un foglio di moviphan a reticolo e incollarvi (con nastro adesivo trasparente) le sagome bidimensionali delle macchine, impianti, colonne, ecc. (girate al contrario), in modo che tali sagome coincidano con la base dei modelli tridimensionali fissati sulla piastra di vetro. Anche in questo caso si ottiene, sotto forma di lucido e di copie eliografiche, la pianta della disposizione studiata: tale pianta, tra l'altro, può eventualmente servire, in futuro, a ricostruire con i modelli tridimensionali la sistemazione realizzata (ad esempio, per studiare una sua modifica o un ampliamento): infatti, non conviene tenere i modelli tridimensionali fissati sulla piastra di vetro, e ciò sia perché essi possono essere impiegati per altri studi, sia perché, essiccandosi il collante, si staccherebbero dalla piastra stessa; si preferisce pertanto conservare la planimetria della sistemazione studiata ed archiviare i modelli tridimensionali (e, naturalmente, anche quelli bidimensionali, una volta che hanno consentito la realizzazione della pianta). Prima di procedere allo smontaggio della sistemazione tridimensionale, si può fotografarla da diverse posizioni; fotografie e copie eliografiche della pianta della sistemazione studiata potranno essere inviate alle persone o agli enti interessati.

In pratica, la procedura più conveniente è quella di disporre i modellini tridimensionali sulla lastra di vetro e, contemporanea-

4. *Tolleranze e ingombri:* non si deve tener conto, nei modelli tridimensionali, degli ingombri dovuti a parti mobili. Tali ingombri sono invece indicati sui modelli bidimensionali che si impiegano a complemento dei modelli tridimensionali o che tengono conto di tutti gli ingombri massimi (fig. 4.8).
5. *Materiali e costruzione:* i modelli devono essere costruiti con materiale resistente. Essi non devono rompersi né deformarsi quando vengono a contatto con altri modelli o materiali, oppure quando cadono da un'altezza di 60 cm su una superficie resistente. Essi inoltre devono avere un peso sufficiente ed equilibrato che assicuri la loro stabilità quando sono sistemati su un piano, anche se quest'ultimo è soggetto a vibrazioni o a leggeri urti.
6. *Identificazione:* i modelli devono recare il nome e/o il marchio di fabbrica dell'impianto che rappresentano. Ove occorra, si potrà ricorrere ad abbreviazioni o iniziali. Le diciture saranno riportate nella posizione più conveniente.
7. In ogni caso i modelli tridimensionali devono essere progettati e costruiti in modo da permettere il loro impiego congiuntamente ai modelli bidimensionali preparati per rappresentare lo stesso macchinario od impianto.

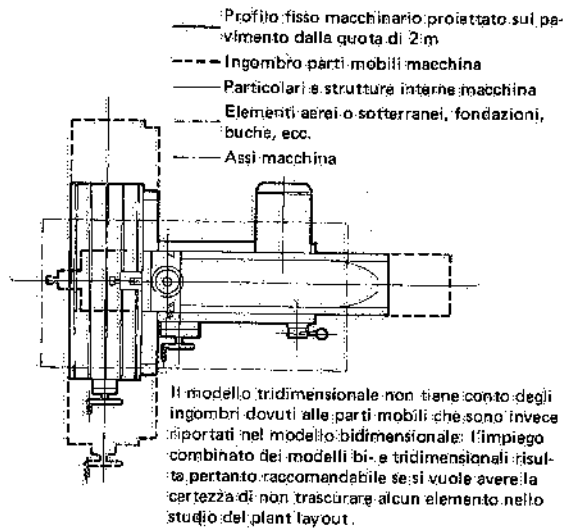


Fig. 4.8 – Sagoma bidimensionale di una limatrice vista in pianta.

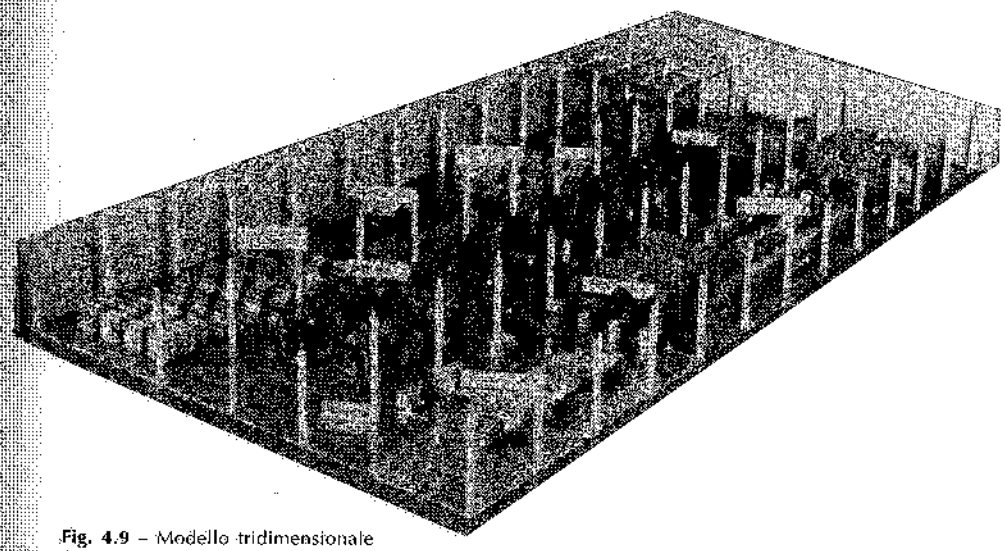


Fig. 4.9 – Modello tridimensionale di un reparto industriale.

mente, i modellini bidimensionali sul foglio di moviphan: si procede cioè di pari passo nella stesura delle due disposizioni, considerando l'una complemento e integrazione dell'altra.

Entrambi i sistemi di studio del plant layout presentano spiccate caratteristiche di praticità dal punto di vista delle successive elaborazioni di soluzioni diverse, fino a pervenire alla disposizione migliore. Non vi è dubbio che lo studio del plant layout di uno stabilimento (o di un suo reparto) mediante modelli tridimensionali, consente in particolare di:

- facilitare l'individuazione di errori e imperfezioni;
- mettere chiaramente in evidenza le caratteristiche della soluzione proposta, cosicché chiunque (tecnico o no) può comprendere compiutamente il problema allo studio ed esprimere il proprio parere con conoscenza di causa: è noto infatti che non tutti coloro i quali sono chiamati a decidere sulla realizzazione di un certo progetto hanno avuto la possibilità di acquisire una familiarità tale con il disegno da saperlo interpretare con la necessaria completezza; pertanto, avere di fronte una riproduzione in miniatura della sistemazione reale facilita la comprensione della soluzione proposta dal progettista.

Rispetto all'impiego dei modelli bidimensionali, lo studio con modelli a tre dimensioni presenta vantaggi analoghi a quelli di un disegno in prospettiva rispetto al disegno tradizionale a due dimensioni. Per contro, il suo costo risulta maggiore. Non c'è dubbio però che quando l'impianto è molto complesso lo studio di plant layout mediante sagome tridimensionali risulta sempre consigliabile.

Negli anni '90 si è largamente diffuso l'impiego del CAD per progettare layout bi- e tridimensionali, e sovente il software grafico sostituisce del tutto l'impiego dei modelli tradizionali (vd. capitolo 3. § 5).

La tab. 4.I consente un confronto fra i principali sistemi di rappresentazione di un plant layout dal punto di vista delle limitazioni, della evidenza e del costo.

Tabella 4.I – Comparazione qualitativa fra alcuni sistemi di studio dei plant layout.

Indice	CAD bidimensionale	CAD tridimensionale	Modelli bidimensionali	Modelli tridimensionali
limitazioni	mancano gli ingombri in altezza	mancano molte indicazioni tecniche	mancano gli ingombri in altezza	mancano molte indicazioni tecniche
evidenza	buona	ottima	buona	ottima
costo	basso	medio	basso	medio

5. Scelta del plant layout ottimale

5.1. PREMESSE

Come già si è accennato, fra le varie soluzioni di layout studiate si sceglie infine la migliore, che sarà poi sviluppata a livello esecutivo. Tale scelta viene fatta sulla base dei seguenti parametri fondamentali, attentamente valutati per ciascuna soluzione:

- costi totali di produzione (comprendenti cioè ammortamento, manodopera, materiali, manutenzione, ecc.);
- area e forma del terreno occorrente;
- possibilità di ampliamenti futuri (per sopperire ad eventuali aumenti di produzione);
- flessibilità della sistemazione, in previsione di modifiche o variazioni della produzione;
- sicurezza (dal punto di vista di incendi, esplosioni, infortuni, ecc.);
- condizioni dell'ambiente di lavoro.

Sovente, un fattore assai significativo per la valutazione delle varie soluzioni di plant layout è quello che riguarda il flusso dei materiali (lo stesso, quindi, in base al quale il più delle volte si imposta la ricerca delle soluzioni alternative).

Di seguito riportiamo pertanto la descrizione di alcuni metodi di valutazione di una sistemazione, alla luce di tale fattore.

5.2. METODO DEI MOMENTI

Il metodo dei momenti si applica soprattutto per la valutazione di sistemazioni di macchinari all'interno dei singoli reparti e presuppone che i trasporti fra i vari centri di lavoro avvengano secondo traiettorie rettilinee.

Si consideri la sistemazione di macchinari esemplificata in fig. 5.1: supponiamo che le sei macchine di tale layout occupino lo stesso spazio ed effettuino la lavorazione di tre particolari diversi, secondo i cicli riportati nella tab. 5.I.

Inoltre, i contenitori usati siano tutti uguali fra

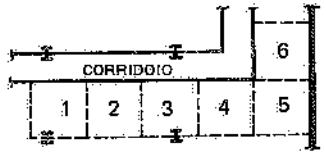


Fig. 5.1 – Stralcio di layout da valutare: le macchine A-B-C-D-E-F siano rispettivamente sistemate nelle posizioni 1-2-3-4-5-6.

Tabella 5.I – Cicli di lavorazione e produzione annua di tre particolari meccanici.

Part.	Sequenza delle operazioni alle varie macchine	n. pezzi / anno	n. pezzi / contenit.	n. conten. / anno
P_1	A - C - E - B - D - F	15.000	50	300
P_2	C - E - B - F - D - E	12.000	200	60
P_3	B - A - E - C - D - F	40.000	250	160

loro (se così non fosse si tratterebbe di considerare una diversa unità di misura dei trasporti effettuati fra una macchina e l'altra).

Al fine di valutare, dal punto di vista dei trasporti interni, la bontà della sistemazione considerata, si elabori la tab. 5.II: essa evidenzia il *peso* che – in base all'intensità del traffico di contenitori conseguente alle tre lavorazioni – gioca a favore della sistemazione di ciascuna macchina nelle posizioni contrassegnate con un numero (da 1 a 6) nel plant layout in esame.

In base alla tabella così approntata, si può calcolare la posizione preferenziale di ciascun centro di lavoro con un procedimento analogo al teorema dei momenti della meccanica.

Tabella 5.II – Posizioni da assegnare alle macchine in base alle lavorazioni.

macchine	Posizioni						totale
	1	2	3	4	5	6	
A	300	160	–	–	–	–	460
B	160	–	60	300	–	–	520
C	60	300	–	160	–	–	520
D	–	–	–	–	520	–	520
E	–	60	460	–	–	60	580
F	–	–	–	60	–	460	520

Così, la posizione più conveniente per il centro di lavoro A è data dalla

$$\frac{(300 \cdot 1)+(160 \cdot 2)}{460} = 1{,}3$$

Quella del centro B

$$\frac{(160 \cdot 1)+(60 \cdot 3)+(300 \cdot 4)}{520} = 3$$

e così via (tab. 5.III).

Nell'esempio riportato risulta pertanto più conveniente la sistemazione che dispone:

- la macchina A nella posizione 1
- la macchina C nella posizione 2
- la macchina B nella posizione 3
- la macchina E nella posizione 4
- la macchina D nella posizione 5
- la macchina F nella posizione 6.

Tabella 5.III – Posizioni da assegnare alle macchine.

Centro di produzione	Posizione media	Produzione annua (n. conten./anno)
A	1,3	460
B	3,0	520
C	2,5	520
D	5,0	520
E	3,2	580
F	5,8	520

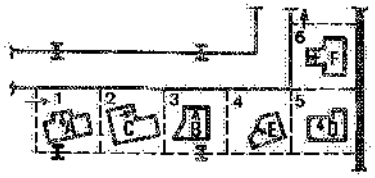


Fig. 5.2 – Layout ottimale.

Tabella 5.IV – Cicli di lavorazione.

Particolare	Sequenza operazioni
P_1	A - C - E - H - B - G - D - I - F
P_2	A - G - D
P_3	D - F - H - B - E

Tabella 5.V – Posizioni assegnate alle macchine nella soluzione di partenza.

Cicli	Posizioni								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
1	A	C	E	H	B	G	D	I	F
2	A				G				D
3	D		F		H		B		E

La fig. 5.2 rappresenta tale sistemazione.

Quando uno o più particolari sono caratterizzati da un numero di operazioni minore di altri (tab. 5.IV), il metodo è ancora applicabile purché si segua l'accorgimento di adattare i vari cicli di lavorazione a quello di maggior produzione. In altre parole, si parte dal ciclo prevalente (dal punto di vista della produzione) e – nella tabella in cui le singole operazioni vengono correlate alla posizione del relativo centro di lavoro – si dilatano o contraggono gli altri cicli. La tab. 5.V esemplifica tale accorgimento nell'ipotesi che la produzione del particolare P_1 sia maggiore di quella degli altri particolari.

5.3. METODO GRAFICO

Si tratta di un sistema di valutazione che mette chiaramente in evidenza la bontà o meno delle singole soluzioni di plant layout. Il metodo prende in esame le distanze percorse e l'entità dei materiali movimentati (oppure il numero di trasporti effettuati) e può applicarsi alla valutazione della sistemazione sia delle macchine in un reparto sia dei reparti in uno stabilimento. Sul disegno della soluzione in esame, si evidenziano i flussi dei materiali (o delle maestranze) in base ai cicli di lavorazione, adottando una raffigurazione omogenea ed in scala opportuna per i vari trasporti e proporzionale all'entità di questi (fig. 5.3). Quando tutti i flussi sono riportati sui disegni relativi alle diverse soluzioni alternative, risulta facile individuare la soluzione cui corrisponde il minor valore della somma dei prodotti pesi x distanze.

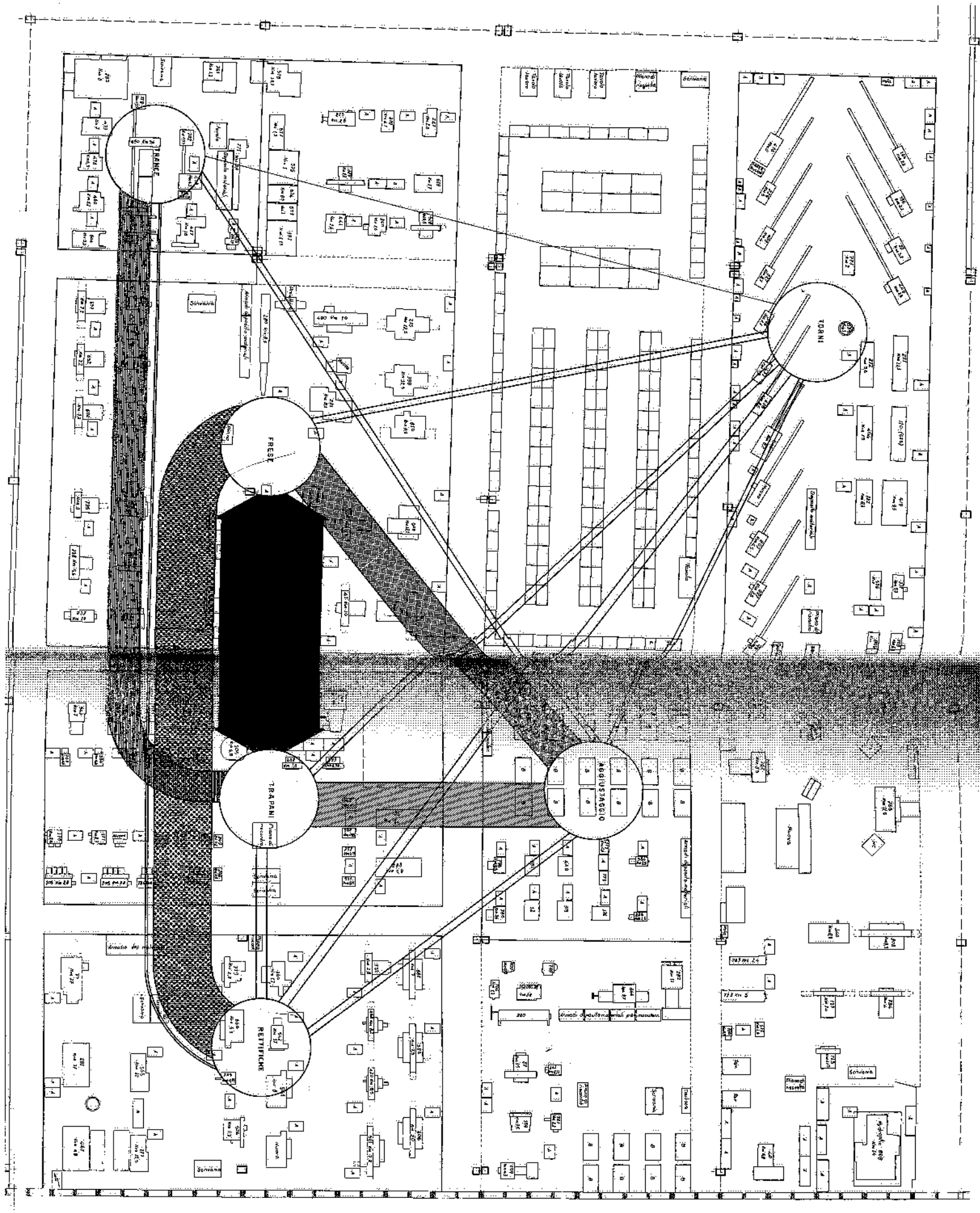


Fig. 5.3 – Esempio di applicazione del metodo grafico per la valutazione di un plant layout.

5.4. LE CURVE ISOCOSTO

La tecnica delle curve isocosto si applica nei casi in cui si debba determinare la migliore collocazione di uno o più nuovi centri di lavoro in una sistemazione di macchinari preesistente.

Supponiamo che si debba inserire una sola macchina nuova in un plant layout già realizzato. Se numerose sono le posizioni in cui si può disporre il nuovo centro di lavoro, ad ognuna corrisponderà un costo di trasporto dei materiali che devono pervenire alla nuova macchina e che dalla stessa passano alle altre macchine. Identificando le posizioni delle macchine con dei punti e riportando questi su una pianta in scala della sistemazione in esame, si possono collegare tutti i punti caratterizzati dallo stesso valore di costo, costruendo così delle *linee* o *curve di livello isocosto.*

Queste curve, paragonabili alle curve di livello delle carte topografiche, consentono di valutare la convenienza di una dislocazione del nuovo centro di lavoro rispetto ad un'altra, posta su una curva di livello cui corrisponde un maggiore costo dei trasporti: in altre parole, esse misurano l'*efficienza* della sistemazione della nuova macchina rispetto ai centri di lavoro preesistenti e, a parità di altre condizioni, ne individuano la dislocazione o le dislocazioni migliori.

La determinazione delle curve isocosto è possibile nei casi in cui sono soddisfatte le seguenti condizioni:

1) i costi del trasporto dei materiali per unità di distanza e per unità di volume (o di peso) sono gli stessi sia per le macchine preesistenti che per la nuova;
2) i costi di trasporto dei materiali sono direttamente proporzionali alle distanze.

In tali condizioni, la definizione delle curve isocosto coincide con la determinazione delle distanze da percorrere per passare da un centro di lavoro agli altri, moltiplicato per i relativi pesi o volumi trasportati.

In definitiva, la ricerca del punto o dei punti cui corrisponde il minor costo di trasporto dei materiali (ovvero la massima efficienza di una sistemazione) può identificarsi con la ricerca del minimo della espressione che fornisce il costo di trasporto in funzione delle distanze da percorrere ovvero dell'espressione (che ci proponiamo di determinare) che misura l'efficienza della sistemazione. Per ragioni di praticità, ricaveremo una espressione dell'efficienza negativa (ossia dell'inefficienza) nei vari punti del piano e, conseguentemente, ne determineremo, anziché il massimo, il minimo.

Considereremo dapprima il caso in cui il flusso dei materiali fra il nuovo impianto o macchinario e quelli preesistenti sia sempre costituito dagli stessi volumi di materiali, che assumiamo uguali all'unità. Sarà allora sufficiente misurare le distanze percorse, essendo il costo dei trasporti proporzionale alle stesse. Successivamente, si prenderà in considerazione il caso (di maggiore interesse pratico) in cui il numero di collegamenti fra il nuovo centro e quelli preesistenti risulti diverso da uno.

Ora, la distanza fra due punti qualsiasi dipende dal percorso che si effettua passando da un punto all'altro. In proposito, si esaminano qui due casi: il primo considera percorsi rettilinei o diretti dei materiali, il secondo percorsi rettangolari.

A) *Caso del percorso diretto:* il flusso dei materiali fra le varie macchine avviene lungo una linea retta. In tale caso, la misura dell'efficienza di ciascun punto è data dalla somma delle distanze misurate in linea retta fra il punto e ciascuna macchina preesistente.

L'esempio più semplice di applicazione del metodo delle curve isocosto, è certamente quello in cui la disposizione della nuova macchina è legata ad una sola macchina preesistente. Considerando quest'ultima come origine di un sistema di assi cartesiani xy, la misura dell'efficienza in ciascun punto del piano è data dalla

$$E = \left| \sqrt{x^2 + y^2} \right|$$

Le curve di livello sono perciò dei cerchi concentrici con centro nel baricentro della macchina preesistente (fig. 5.4). È ovvio che l'ubicazione della nuova macchina è tanto più favorevole quanto più è vicina alla prima macchina.

Se le macchine preesistenti che influenzano la disposizione della nuova macchina sono due ed hanno coordinate (– d, 0) e (d, 0), la misura dell'efficienza in un punto generico di coordinate (x, y) è data dalla

$$E = \left| \sqrt{(d+x)^2 + y^2} \right| + \left| \sqrt{(d-x)^2 + y^2} \right|$$

Le curve di livello sono in questo caso delle ellissi confocali, i cui fuochi coincidono con il baricentro (1) delle due macchine esistenti (fig. 5.5).

Pertanto, la posizione ottimale della nuova macchina coincide con un punto qualunque del segmento delimitato dalle due macchine preesistenti ($|x| \leqslant d$, $y = 0$).

Se le due macchine sono sistemate in due punti di coordinate (x_1, y_1) e (x_2, y_2), la misura dell'efficienza è data dalla

$$E = \left| \sqrt{(x-x_1)^2 + (y-y_1)^2} \right| + \left| \sqrt{(x-x_2)^2 + (y-y_2)^2} \right|$$

Generalizzando, se le macchine sono *n*, dislocate in punti di coordinate (x_1, y_1), (x_2, y_2), ... (x_n, y_n), l'espressione dell'efficienza diventa:

$$E = \sum_{i=1}^{n} \left| \sqrt{(x-x_i)^2 + (y-y_i)^2} \right|$$

La migliore posizione per la nuova macchina si può determinare annullando le derivate parziali di E rispetto a x ed a y:

$$\frac{\partial E}{\partial x} = 0 \qquad \frac{\partial E}{\partial y} = 0$$

In pratica, si traccia un certo numero di curve di livello su un disegno in scala della

(1) In pratica, quale baricentro si considera il punto sul contorno della macchina di fronte al quale lavora l'operatore.

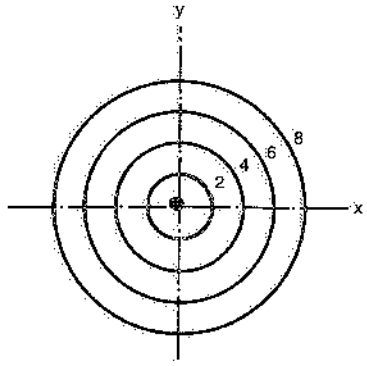


Fig. 5.4 – Curve di livello nel caso di movimenti rettilinei interessanti una sola macchina preesistente.

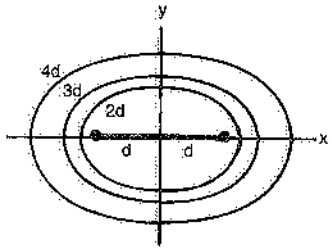


Fig. 5.5 – Curve di livello nel caso di movimenti rettilinei interessanti due macchine preesistenti.

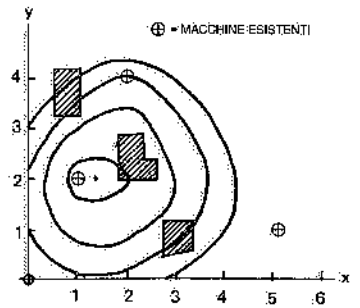


Fig. 5.6 – Determinazione della dislocazione più conveniente di una macchina avente eguali intensità di traffico con 4 macchine preesistenti. Con tratteggio sono indicate le aree in cui è possibile installare la nuova macchina.

sistemazione esistente: condizioni specifiche dell'impianto consentono di ridurre sensibilmente il numero di curve occorrenti; spesso sono sufficienti tratti soltanto di tali curve.

La fig. 5.6 si riferisce ad un caso pratico di determinazione delle curve di livello isocosto con un movimento dei materiali fra le macchine di tipo diretto.

B) *Caso del percorso rettangolare:* le distanze fra due punti vengono misurate lungo direzioni parallele ad una coppia di assi cartesiani: qualunque sia il tragitto seguito per passare dal punto A al punto B, la distanza vale sempre

$$|x_B - x_A| + |y_B - y_A|$$

Ci limitiamo a considerare il caso in cui ciascun movimento interessi una volta sola gli stessi tratti di assi coordinati (quando ciò non si verifica, si devono impostare opportuni vincoli alle formule di seguito riportate).

Anche qui, l'esempio più semplice di applicazione del metodo in esame è quello di una nuova macchina che abbia collegamenti con una sola macchina preesistente.

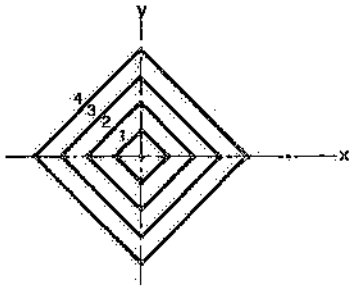


Fig. 5.7 – Curve di livello nel caso di movimenti rettangolari interessanti una sola macchina preesistente.

Assumendo l'origine degli assi cartesiani coincidente con quest'ultima, la misura dell'efficienza in ciascun punto del piano è data dalla

$$E = |x| + |y|$$

Le curve di livello sono perciò dei quadrati concentrici, con centro nel baricentro della macchina preesistente e vertici giacenti sugli assi coordinati (fig. 5.7). È ovvio che la posizione migliore per la nuova macchina coincide con l'origine degli assi, mentre quanto più ci si allontana da tale punto, tanto più sfavorevole diventa la posizione: però, in questo caso, a parità di distanza dall'origine, si hanno differenti valori di efficienza.

Se le macchine preesistenti sono due ed hanno coordinate (– d, 0) e (d, 0), la misura dell'efficienza in un punto generico (x, y) è data dalla

$$E = 2d + 2|y| \qquad \text{se} \quad |x| \leqslant d$$

o dalla

$$E = 2(|x| + |y|) \qquad \text{se} \quad |x| > d$$

Come nel caso a, le posizioni più convenienti per la nuova macchina sono quelle del segmento che unisce le due macchine esistenti: in tutti i punti di tale segmento l'efficienza vale 2d.

Se le due macchine hanno posizioni qualsiasi (x_1, y_1) e (x_2, y_2), il calcolo dell'efficienza dipende dalla posizione relativa del punto (x, y) rispetto a tali posizioni.

La fig. 5.8 si riferisce ad un caso del genere: l'area tratteggiata è quella più conveniente per l'installazione della nuova macchina; il relativo valore dell'efficienza vale $(x_2 - x_1) + (y_2 - y_1)$: nell'ambito di tale area la posizione della macchina sarà decisa in base a considerazioni di vario genere.

Se le macchine sono *n*, dislocate in punti di coordinate (x_1, y_1), (x_2, y_2), ... (x_n, y_n), la misura dell'efficienza E in un punto generico di coordinate (x, y) è data dalla

$$E = \sum_{i=1}^{n} |x - x_i| + \sum_{i=1}^{n} |y - y_i|$$

La E può raggiungere il valore minimo in corrispondenza del punto le cui coordinate (x, y) annullano le derivate parziali.

Anche nel caso del movimento rettangolare, in pratica, si traccia – su un disegno della sistemazione esistente – un certo numero di curve di livello.

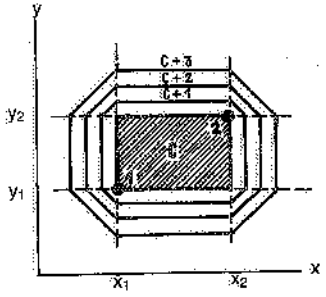


Fig. 5.8 – Caso di due macchine preesistenti: si individua un'intera area di convenienza per l'installazione della nuova unità produttiva.

Quando le quantità di materiali che passano da una macchina all'altra sono variabili, la dislocazione più conveniente risulta anche influenzata da quelle.

Indichiamo allora con P_i il peso trasportato fra la nuova macchina dislocata nel punto (x, y) e le macchine situate nei punti (x_i, y_i): nel caso di movimento diretto, il valore di E nel punto (x, y) risulterà dato dalla:

$$E = \sum_{i=1}^{n} P_i \left| \sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2} \right| \tag{5.1}$$

mentre nel caso di movimento rettangolare:

$$E = \sum_{i=1}^{n} P_i \left[|x - x_i| + |y - y_i| \right] \tag{5.2}$$

Per l'applicazione del metodo illustrato alla valutazione di plant layout (in base al flusso dei materiali) è sufficiente calcolare, per ogni sistemazione in esame, la relativa efficienza mediante le espressioni sopra riportate: la soluzione migliore è quella cui corrisponde il minimo valore di E.

È evidente che il metodo diventa alquanto laborioso al crescere del numero n di macchine da installare: teoricamente, infatti, i valori di E da determinare sono pari a n! In pratica, però, ove risulti possibile scegliere a priori l'ubicazione più conveniente di certe macchine e adottando alcuni accorgimenti in sede di calcolo dell'efficienza (come potrebbe essere quello di calcolare la E per una soluzione che può a priori ritenersi buona e sospendendo il calcolo di E per tutte le soluzioni per le quali la E stessa supera quel valore), la laboriosità del metodo può ridursi entro limiti accettabili.

5.5. APPLICAZIONE DI MODELLI MATEMATICI

Nel campo degli studi di plant layout è andata sempre più diffondendosi l'applicazione di modelli matematici e simbolici propri della ricerca operativa (programmazione lineare, equilibramento della linea, ecc.). In particolare, dal punto di vista che qui interessa, tali modelli consentono di misurare l'efficienza di una sistemazione di macchinari ed impianti in funzione di una serie di variabili di cui almeno una viene sottoposta a controllo.

In linea generale, un modello matematico ha la forma:

$$E = f(x_i, y_i)$$

dove:
E = efficienza del sistema;
x_i = variabili del sistema sottoposte a controllo;
y_i = variabili del sistema non sottoposte a controllo.

Si impostano poi altre equazioni o disuguaglianze per imporre condizioni alle variabili interessate e si ricerca il valore ottimale di E.

Tale ricerca è di solito condotta con l'impiego di elaboratori elettronici.

Un metodo di valutazione di soluzioni alternative con calcolatore è il programma CRAFT già illustrato nel capitolo 3 quale metodo di ricerca della migliore soluzione di plant layout.

5.6. BIBLIOGRAFIA

J.M. Moore, *Plant Layout and Design*, New York, The Macmillan Company.

6. Ingegneria economica

6.1. GENERALITÀ

Lo studio di fattibilità di un nuovo stabilimento, la progettazione di un impianto, la valutazione di due o più soluzioni in alternativa, richiedono sempre la considerazione di concetti economici che è necessario conoscere, anche solo nei termini essenziali (1).

Si definisce *interesse* il denaro pagato per l'uso di un capitale ottenuto in prestito ovverosia il reddito ricavato dal denaro prestato.

Ogniqualvolta in un problema intervengono i fattori denaro e tempo, anche l'interesse diventa automaticamente un fattore di tale problema.

Talora si usa il termine interesse per indicare un profitto. Ma l'interesse rappresenta la remunerazione, preventivamente stabilita, per l'uso di un capitale ottenuto in prestito, mentre il profitto deriva dall'investimento di un capitale in un'impresa in cui non vi è alcuna certezza su quello che sarà il reddito (ammesso che vi sia).

Ecco perché può risultare conveniente chiedere in prestito del denaro da investire in una certa impresa o per realizzare un certo progetto: la nuova iniziativa, infatti, può produrre un reddito maggiore di quello che si sarebbe ottenuto senza il capitale avuto in prestito e tale da consentire il rimborso del capitale e del relativo interesse, ricavando ancora un utile.

Prende il nome di *capitale* la somma sulla quale si paga l'interesse, mentre per *tasso di interesse* si intende l'ammontare dell'interesse relativo ad un'unità di capitale (1 euro) e all'unità di tempo (generalmente un anno). A quest'ultima unità si dà il nome di *periodo di interesse*.

Come si è detto, il tasso di interesse è stabilito a priori. Peraltro, quando il costo del denaro varia sensibilmente nel tempo, il tasso di interesse, anziché restare fisso,

(1) Ricordiamo alcuni problemi comportanti scelte alternative che si presentano a chi opera nel campo degli impianti industriali e che possono essere risolti mediante appropriate analisi economiche:
- scelta ubicazionale di uno stabilimento;
- scelta di un impianto, di un mezzo di trasporto, di una macchina, ecc.;
- decisione fra una sistemazione in linea oppure per reparti;
- scelta della soluzione di plant layout più conveniente;
- decisione se effettuare in proprio o affidare ad altri certe lavorazioni;
- determinazione del numero di piani più conveniente per un fabbricato.

viene rapportato a vari indici (costo della vita, *prime rate* (2), ecc.): si adotta cioè un *tasso di interesse indicizzato*, variabile durante il periodo di validità del prestito.

Un prestito ottenuto per un certo numero di anni ad un tasso di interesse prestabilito, può essere rimborsato secondo uno dei seguenti criteri:

I. pagamento annuo dei soli interessi; rimborso del capitale all'ultimo anno (*interesse semplice*);
II. rimborso di quote annue uguali del capitale e degli interessi sulle cifre non ancora restituite;
III. rimborso del prestito e pagamento dei relativi interessi all'ultimo anno (*interesse composto*);
IV. pagamento di quote annue sempre uguali, che tengono conto del rimborso del capitale e dell'interesse (*piano di ammortamento*).

Tabella 6.I – Sistemi di rimborsi di un prestito di 1000 euro con i = 6% all'anno.

Euro	0	1	2	3	4	5	Totale
1000		60	60	60	60	1.060	1.300
1000		260	248	236	224	212	1.180
1000		0	0	0	0	1.338,23	1.338,23
1000		237,4	237,4	237,4	237,4	237,4	1.187

La tabella 6.I esemplifica tali sistemi di pagamento nel caso di un prestito di 1000 euro per 5 anni all'interesse del 6% annuo.

La matematica finanziaria ci mette in condizione di definire i vari piani di pagamento sopra elencati.

6.2. INTERESSE SEMPLICE

Siano: C = capitale; i = tasso di interesse; n = numero di unità di tempo o periodi di interesse. L'interesse maturato per il prestito del capitale C durante un'unità di tempo, vale Ci; se, alla fine del periodo di interesse, l'interesse Ci viene rimborsato, mentre si trattiene ancora il capitale C (sempre al tasso di interesse i), l'interesse totale corrispondente a n unità di tempo è dato dalla formula

$$I = C\,n\,i$$

La somma totale (capitale più interesse) versata dopo *n* unità di tempo risulta uguale a:

(6.1) $$S = C + I = C + C\,n\,i = C(1 + ni)$$

L'interesse calcolato in tal modo è noto come *interesse semplice*.

6.3. INTERESSE COMPOSTO

Se chi ha ottenuto denaro in prestito trattiene le relative quote di interesse (che sono invece versate alla fine di ciascun periodo d'interesse nel caso dell'interesse semplice) per un tempo pari a diversi periodi, egli dovrà pagare l'interesse anche su tali cifre trattenute, come se si trattasse di un capitale: l'interesse maturato, ma non pagato, viene convertito in capitale. Questa operazione ha luogo al termine di ciascun periodo d'interesse. Colui che ha avuto il denaro in prestito, alla fine del primo periodo di interesse ha a sua disposizione l'uso del capitale iniziale C più l'interesse Ci maturato durante quel periodo. Così, la somma totale (o *montante*), dovuta a chi ha concesso il prestito al termine del primo periodo e usata da colui che ha avuto il prestito durante il secondo periodo d'interesse, vale

$$C + Ci = C(1 + i)$$

Analogamente, poiché il prestatore ha diritto all'interesse su tutto il denaro dovutogli, l'interesse maturato durante il secondo periodo d'interesse è

$$(C + Ci)i = Ci + Ci^2$$

La cifra dovuta al prestatore alla fine del secondo periodo di interesse e disponibile, per chi ha avuto il prestito, all'inizio del terzo periodo è

$$(C + Ci + Ci + Ci^2) = C(1 + i)^2$$

e così via.

In definitiva, la formula che fornisce il montante al termine di n periodi di interesse è:

(6.2) $$S = C(1 + i)^n$$

Quando l'interesse maturato è aggiunto al capitale e l'interesse è poi pagato con la cifra totale, l'interesse è detto *composto* in ciascun periodo d'interesse. Il termine $(1 + i)^n$ è il *fattore di capitalizzazione composta annuale.*

Nella tab. 6.II sono riportati alcuni valori del fattore $(1 + i)^n$ in funzione di i e di n.

La formula sopra riportata è valida anche quando n esprime, anziché anni, un numero di periodi diversi (trimestri, semestri, ecc.): in tal caso i indica il tasso relativo al periodo di tempo considerato.

6.4. AMMORTAMENTO E VALORE ATTUALE

Spesso si vuole conoscere il valore attuale di una somma di denaro che sarà disponibile in un tempo futuro. Poiché il tempo fa parte del problema, l'interesse deve essere preso in considerazione.

L'equazione $S = C(1 + i)^n$, fornisce la somma S maturata alla fine di n periodi da un capitale C investito al tasso i. Ma, inversamente, C rappresenta il valore attuale di S, al tasso i.

Se, nell'equazione dell'interesse composto, si pone $v^n = 1/(1 + i)^n$ (v misura il valore attuale di 1 lira dovuta fra un periodo di interesse), si può scrivere:

(6.3) $$C = S \cdot v^n$$

dove $v^n = 1/(1+i)^n$ è il *fattore di sconto composto*. La tab. 6.III riporta un certo numero di valori di v^n in funzione di i e di n.

(2) *Prime rate* è il tasso di interesse applicato sui finanziamenti concessi dagli Istituti di credito ai clienti più importanti.

Tabella 6.II – Valori di $(1 + i)^n$.

100 i / n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1,05000	1,06000	1,07000	1,08000	1,09000	1,10000	1,11000	1,12000	1,13000	1,14000	1,15000	1,16000	1,17000	1,18000	1,19000	1,20000
2	1,10250	1,12360	1,14490	1,16640	1,18810	1,21000	1,23210	1,25440	1,27690	1,29960	1,32250	1,34560	1,36890	1,39240	1,41610	1,44000
3	1,15762	1,19101	1,22504	1,25971	1,29502	1,33100	1,36763	1,40493	1,44289	1,48154	1,52087	1,56089	1,60161	1,64303	1,68516	1,72800
4	1,21550	1,26247	1,31079	1,36049	1,41158	1,46409	1,51807	1,57352	1,63047	1,68895	1,74900	1,81064	1,87388	1,93877	2,00533	2,07360
5	1,27628	1,33822	1,40255	1,46932	1,53862	1,61050	1,68505	1,76234	1,84242	1,92541	2,01135	2,10034	2,19244	2,28775	2,38635	2,48831
6	1,34009	1,41851	1,50072	1,58687	1,67709	1,77155	1,87041	1,97382	2,08194	2,19496	2,31306	2,43639	2,56515	2,69954	2,83975	2,98597
7	1,40709	1,50362	1,60577	1,71382	1,82803	1,94870	2,07615	2,21067	2,35259	2,50225	2,66001	2,82621	3,00122	3,18545	3,37930	3,58317
8	1,47744	1,59384	1,71817	1,85092	1,99255	2,14357	2,30452	2,47595	2,65842	2,85256	3,05901	3,27840	3,51142	3,75883	4,02137	4,29980
9	1,55131	1,68946	1,83845	1,99899	2,17187	2,35793	2,55802	2,77307	3,00401	3,25192	3,51785	3,80295	4,10836	4,43542	4,78542	5,15976
10	1,62888	1,79083	1,96713	2,15891	2,36734	2,59372	2,83940	3,10584	3,39453	3,70718	4,04553	4,41142	4,80678	5,23379	5,69465	6,19171
11	1,71032	1,89828	2,10483	2,33162	2,58040	2,85308	3,15173	3,47853	3,83581	4,22618	4,65236	5,11724	5,62392	6,17587	6,77663	7,43004
12	1,79583	2,01217	2,25217	2,51815	2,81263	3,13640	3,49842	3,89596	4,33446	4,81784	5,36020	5,93600	6,57998	7,28752	8,06419	8,91605
13	1,88562	2,13290	2,40982	2,71960	3,06576	3,45223	3,88325	4,36347	4,89794	5,49234	6,15273	6,88576	7,69858	8,59926	9,59637	10,69925
14	1,97990	2,26087	2,57850	2,93717	3,34168	3,79745	4,31040	4,88708	5,53467	6,26126	7,07564	7,98747	9,00732	10,14712	11,41968	12,83910
15	2,07890	2,39652	2,75900	3,17214	3,64243	4,17719	4,78454	5,47353	6,25416	7,13783	8,13698	9,26546	10,53866	11,97360	13,58941	15,40691
16	2,18284	2,54031	2,95212	3,42591	3,97024	4,59491	5,31084	6,13035	7,06720	8,13711	9,35751	10,74793	12,33010	14,12883	16,17139	18,48827
17	2,29198	2,69273	3,15877	3,69998	4,32756	5,05440	5,89603	6,86599	7,98593	9,27630	10,76114	12,46760	14,42620	16,67201	19,24394	22,18591
18	2,40658	2,85429	3,37988	3,99598	4,71704	5,55983	6,54347	7,68991	9,02409	10,57497	12,37530	14,46241	16,87863	19,67294	22,90027	26,62308
19	2,52690	3,02554	3,61647	4,31685	5,14156	6,11581	7,26325	8,61269	10,19721	12,05546	14,23158	16,77638	19,74799	23,21407	27,25130	31,94768
20	2,65324	3,20707	3,86962	4,66090	5,60430	6,72738	8,06220	9,64621	11,52283	13,74321	16,36630	19,46059	23,10510	27,39256	32,42903	38,33719
21	2,78590	3,39949	4,14049	5,03377	6,10868	7,40011	8,94904	10,80376	13,02079	15,66724	18,82124	22,57428	27,03296	32,32320	38,59053	46,00461
22	2,92520	3,60346	4,43032	5,43647	6,65846	8,14012	9,93343	12,10020	14,71347	17,86063	21,64441	26,18616	31,62852	38,14134	45,92271	55,20549
23	3,07145	3,81967	4,74044	5,87138	7,25771	8,95412	11,02609	13,55221	16,62619	20,36110	24,89105	30,37592	37,00534	45,00676	54,64798	66,24657
24	3,22502	4,04884	5,07227	6,34109	7,91090	9,84952	12,23896	15,17848	18,78758	23,21162	28,62468	35,23607	43,29619	53,10792	65,03107	79,49583
25	3,38627	4,29177	5,42732	6,84838	8,62287	10,83447	13,58523	16,99988	21,22995	26,46124	32,91836	40,87382	50,65649	62,66731	77,38693	95,39497
26	3,55558	4,54927	5,80723	7,39624	9,39892	11,91790	15,07960	19,03986	23,98882	30,16577	37,85609	47,41362	59,26805	73,94736	92,09041	114,47389
27	3,73336	4,82222	6,21373	7,98794	10,24481	13,10968	16,73833	21,32463	27,10846	34,38895	43,53448	54,99976	69,34354	87,25783	109,56749	137,36862
28	3,92002	5,11155	6,64868	8,62696	11,16683	14,42064	18,57954	23,88357	30,63252	39,20335	50,08462	63,79970	81,13185	102,96411	130,40907	164,84224
29	4,11601	5,41624	7,11409	9,31712	12,17183	15,86269	20,62328	26,74960	34,61472	44,69179	57,57428	74,00764	94,92419	121,49756	155,18671	197,81067
30	4,32181	5,74332	7,61206	10,06248	13,26729	17,44893	22,89183	29,95955	39,11458	50,94858	66,21037	85,84883	111,06117	143,36697	184,67207	237,37262

Tabella 6.III – Valori di $v^n = (1 + i)^{-n}$.

100 i / n	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0,95238	0,94340	0,93458	0,92593	0,91743	0,90909	0,90090	0,89286	0,88496	0,87719	0,86956	0,86207	0,85470	0,84746	0,84034	0,83333
2	0,90703	0,89000	0,87344	0,85734	0,84168	0,82645	0,81162	0,79719	0,78315	0,76947	0,75614	0,74316	0,73051	0,71818	0,70616	0,69444
3	0,86384	0,83962	0,81630	0,79383	0,77219	0,75132	0,73119	0,71178	0,69305	0,67497	0,65752	0,64066	0,62437	0,60863	0,59342	0,57870
4	0,82270	0,79210	0,76290	0,73503	0,70843	0,68302	0,65873	0,63552	0,61332	0,59208	0,57175	0,55229	0,53365	0,51579	0,49867	0,48225
5	0,78353	0,74726	0,71299	0,68058	0,64993	0,62092	0,59345	0,56743	0,54276	0,51937	0,49718	0,47611	0,45611	0,43711	0,41905	0,40188
6	0,74622	0,70496	0,66635	0,63017	0,59627	0,56448	0,53464	0,50663	0,48032	0,45559	0,43233	0,41044	0,38984	0,37043	0,35214	0,33490
7	0,71069	0,66506	0,62275	0,58349	0,54704	0,51316	0,48166	0,45235	0,42506	0,39964	0,37594	0,35383	0,33320	0,31393	0,29592	0,27908
8	0,67684	0,62742	0,58201	0,54027	0,50187	0,46651	0,43393	0,40388	0,37616	0,35056	0,32690	0,30503	0,28478	0,26604	0,24867	0,23257
9	0,64461	0,59190	0,54394	0,50025	0,46043	0,42410	0,39093	0,36061	0,33289	0,30751	0,28426	0,26295	0,24341	0,22546	0,20897	0,19380
10	0,61392	0,55840	0,50835	0,46320	0,42241	0,38555	0,35219	0,32197	0,29459	0,26975	0,24719	0,22668	0,20804	0,19107	0,17560	0,16150
11	0,58469	0,52679	0,47610	0,42888	0,38754	0,35050	0,31729	0,28748	0,26070	0,23662	0,21494	0,19542	0,17761	0,16192	0,14757	0,13459
12	0,55684	0,49697	0,44402	0,39712	0,35554	0,31863	0,28584	0,25668	0,23071	0,20756	0,18691	0,16846	0,15198	0,13722	0,12400	0,11216
13	0,53033	0,46884	0,41497	0,36770	0,32618	0,28967	0,25752	0,22917	0,20417	0,18207	0,16253	0,14523	0,12989	0,11629	0,10421	0,09346
14	0,50507	0,44231	0,38782	0,34046	0,29925	0,26333	0,23200	0,20462	0,18068	0,15971	0,14133	0,12520	0,11102	0,09855	0,08757	0,07789
15	0,48102	0,41727	0,36245	0,31524	0,27454	0,23939	0,20901	0,18270	0,15989	0,14010	0,12290	0,10793	0,09489	0,08352	0,07359	0,06491
16	0,45812	0,39365	0,33874	0,29189	0,25187	0,21763	0,18829	0,16312	0,14150	0,12289	0,10687	0,09304	0,08110	0,07078	0,06184	0,05409
17	0,43630	0,37137	0,31658	0,27027	0,23108	0,19785	0,16963	0,14564	0,12522	0,10780	0,09293	0,08021	0,06932	0,05998	0,05198	0,04507
18	0,41553	0,35035	0,29587	0,25025	0,21200	0,17986	0,15282	0,13004	0,11081	0,09456	0,08081	0,06914	0,05925	0,05083	0,04367	0,03756
19	0,39574	0,33052	0,27651	0,23171	0,19449	0,16351	0,13768	0,11611	0,09807	0,08295	0,07027	0,05961	0,05064	0,04306	0,03669	0,03130
20	0,37690	0,31181	0,25842	0,21455	0,17843	0,14865	0,12404	0,10367	0,08678	0,07276	0,06110	0,05139	0,04328	0,03651	0,03084	0,02608
21	0,35895	0,29416	0,24152	0,19866	0,16370	0,13513	0,11174	0,09258	0,07680	0,06383	0,05313	0,04430	0,03699	0,03094	0,02591	0,02174
22	0,34186	0,27751	0,22572	0,18394	0,15018	0,12285	0,10067	0,08264	0,06796	0,05599	0,04620	0,03819	0,03162	0,02622	0,02178	0,01811
23	0,32558	0,26180	0,21095	0,17032	0,13778	0,11168	0,09069	0,07379	0,06015	0,04911	0,04017	0,03292	0,02702	0,02222	0,01830	0,01509
24	0,31007	0,24698	0,19715	0,15770	0,12641	0,10153	0,08171	0,06588	0,05323	0,04308	0,03493	0,02838	0,02310	0,01883	0,01538	0,01258
25	0,29531	0,23300	0,18425	0,14602	0,11597	0,09230	0,07361	0,05882	0,04710	0,03779	0,03038	0,02447	0,01974	0,01598	0,01292	0,01048
26	0,28125	0,21982	0,17220	0,13520	0,10639	0,08391	0,06631	0,05252	0,04166	0,03315	0,02642	0,02109	0,01687	0,01352	0,01086	0,00874
27	0,26786	0,20737	0,16093	0,12519	0,09761	0,07628	0,05974	0,04689	0,03689	0,02908	0,02297	0,01818	0,01442	0,01146	0,00912	0,00728
28	0,25510	0,19563	0,15041	0,11592	0,08955	0,06934	0,05382	0,04187	0,03264	0,02551	0,01997	0,01567	0,01233	0,00971	0,00767	0,00607
29	0,24295	0,18456	0,14057	0,10733	0,08216	0,06304	0,04849	0,03738	0,02889	0,02237	0,01737	0,01351	0,01053	0,00823	0,00644	0,00505
30	0,23138	0,17411	0,13137	0,09938	0,07537	0,05731	0,04368	0,03338	0,02557	0,01963	0,01510	0,01165	0,00900	0,00697	0,00541	0,00421

La formula resta valida anche quando n si riferisce a periodi diversi dall'anno, purché i indichi il tasso relativo al periodo considerato.

Si chiama *annualità* una serie di pagamenti uguali effettuati allo scadere di periodi uguali di tempo (generalmente un anno).

Un'annualità si dice *ordinaria* quando i pagamenti vengono effettuati alla fine di ciascun periodo di interesse (fig. 6.1).

Fig. 6.1 – Rappresentazione grafica di una annualità ordinaria.

Determiniamo il valore nella posizione 0 di una annualità ordinaria avente pagamenti di 1 euro alla fine di ciascun periodo. Al tempo 0, il pagamento di 1 euro fatto un periodo più tardi, ha il valore di v^1. Analogamente, il pagamento di 1 euro effettuato dopo due periodi di interesse dal tempo 0, ha un valore attuale di v^2.

Generalizzando, il valore attuale di 1 euro versato fra n periodi di interesse, vale v^n. Allora, il valore attuale di un'annualità posticipata di 1 euro è dato dalla:

$$a_{\overline{n}|} = v + v^2 + v^3 + \ldots + v^n =$$

$$= v(1 + v + v^2 + \ldots + v^{n-1}) = \tag{6.4}$$

$$= v\frac{1 - v^n}{1 - v} = \frac{1 - v^n}{i}$$

Si è così ottenuta un'equazione che consente di calcolare il valore attuale di una serie di pagamenti futuri, uguali a 1 euro e periodici (ad esempio, annuali). Ovverosia di determinare l'entità dei pagamenti futuri (*annualità*) necessari ad estinguere, in n periodi di tempo (anni), il debito presente di 1 euro al tasso i.

Se anziché = 1, i pagamenti sono uguali a R, il valore attuale A di tale annualità vale:

$$A = R \cdot a_{\overline{n}|} \tag{6.5}$$

da cui si ricava:

$$R = A \cdot \frac{1}{a_{\overline{n}|}} = A \cdot \alpha_{\overline{n}|} \tag{6.6}$$

dove:

$$a_{\overline{n}|} = \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n \cdot i}$$

e:

$$\alpha_{\overline{n}|} = \frac{1}{a_{\overline{n}|}} = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1}$$

Le tabelle 6.IV e 6.V forniscono valori di $a_{\overline{n}|}$ e di $\alpha_{\overline{n}|} = \frac{1}{a_{\overline{n}|}}$ (*termine unitario di ammortamento*) in funzione di n e di i.

La (6.6) consente di impostare il *piano di ammortamento* di un investimento ad annualità costanti ovvero di confrontare due o più possibilità di investimenti in alternativa: essa, infatti, trasforma in rate di periodo la cifra spesa inizialmente per l'acquisto di un bene strumentale, al fine di recuperare tale capitale con accantonamenti (rate) sempre uguali fra di loro e che includono il costo del denaro; in altre parole, R

può essere inteso come il costo annuo per il rimborso del capitale A.

Quando è ragionevolmente valutabile e si può contare sul suo effettivo realizzo, tiene anche conto del *valore residuo* L della struttura, impianto o macchinario oggetto del piano di ammortamento; intendendo come valore residuo (o di recupero) l'importo ancora recuperabile al termine del piano di ammortamento stesso ovverosia a fine *vita attiva* del bene (3).

In tale caso, la (6.6) si scrive:

$$R = (A - L)\frac{1}{a_{\overline{n}|}} + Li \tag{6.7}$$

Ricordiamo ancora, senza entrare nel merito, i concetti di *annualità differite* (il loro pagamento inizia dopo alcuni periodi di interesse, vd. fig. 6.2) e di *annualità anticipate*, cioè con pagamenti effettuati all'inizio di ciascun periodo anziché alla fine: in questo ultimo caso si ha:

$$a_{\overline{n}|} = 1 + a_{\overline{n-1}|}$$

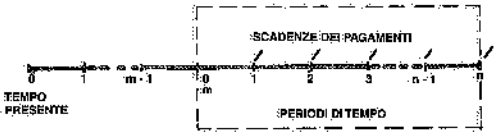


Fig. 6.2 – Rappresentazione grafica di una annualità differita.

Può rivestire un certo interesse valutare la quota capitale e la quota interesse costituenti le varie rate *R* (tutte fra loro uguali) di un piano di ammortamento.

Se con R_1, R_2, R_3, ... R_n si contrassegnano le rate relative ai successivi periodi di interesse e con a_1, a_2, a_3, ... a_n le quote di capitale restituite al termine degli stessi periodi, si può scrivere:

$$R_1 = A_1 + a_1$$

$$R_2 = (A - a_1)i + a_2$$

$$R_3 = [A - (a_1 + a_2)]i + a_3$$

e così via.

Ma essendo con $R_1 = R_2 = R_3 = \ldots = R_n$, è facile ottenere la quota capitale che entra a far parte della rata ennesima:

$$a_n = a_1(1+i)^{n-1} \tag{6.8}$$

Se anziché a rate uguali R ci si riferisce ad una serie di montanti M variabili di anno in anno, il valore attuale C di tali montanti disponibili o da spendere nei prossimi n anni è dato dalla espressione:

$$C = \sum_{r=1}^{n} \frac{M_r}{(1+i)^r} = \sum_{r=1}^{n} M_r v^r \tag{6.9}$$

nella quale:

M_r = montante relativo all'anno contrassegnato con l'indice r;

i = tasso di interesse annuo;

$v^r = \frac{1}{(1+i)^r}$ = fattore di sconto composto relativo all'anno r ed al tasso i.

(3) La *vita utile* o *attiva* di un bene (o immobilizzo) è sovente individuata in base a dati statistici relativi a macchinari od impianti analoghi.

Tabella 6.IV – Valori di $a_{\overline{n}|i} = \dfrac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n \cdot i}$

n \ 100 i	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0,95237	0,94339	0,93458	0,92592	0,91742	0,90909	0,90090	0,89286	0,88495	0,87719	0,86956	0,86207	0,85470	0,84745	0,84033	0,83333
2	1,85938	1,83337	1,80800	1,78326	1,75909	1,73552	1,71251	1,69005	1,66809	1,64665	1,62570	1,60523	1,58521	1,56564	1,54650	1,52777
3	2,72319	2,67298	2,62429	2,57708	2,53127	2,48683	2,44370	2,40183	2,36113	2,32162	2,28322	2,24588	2,20957	2,17427	2,13991	2,10648
4	3,54589	3,46505	3,38718	3,31211	3,23969	3,16984	3,10243	3,03734	2,97445	2,91369	2,85497	2,79818	2,74322	2,69005	2,63858	2,58873
5	4,32941	4,21231	4,10016	3,99269	3,88982	3,79076	3,69588	3,60477	3,51721	3,43306	3,35214	3,27429	3,19933	3,12716	3,05763	2,99061
6	5,07561	4,91725	4,76649	4,62286	4,48588	4,35523	4,23052	4,11140	3,99752	3,88885	3,78447	3,68473	3,58917	3,49759	3,40977	3,32550
7	5,78627	5,58231	5,38924	5,20634	5,03291	4,86839	4,71218	4,56375	4,42258	4,28828	4,16041	4,03856	3,92237	3,81152	3,70589	3,60459
8	6,46311	6,20972	5,97124	5,74661	5,53478	5,33490	5,14610	4,96763	4,79874	4,63884	4,48731	4,34358	4,20715	4,07766	3,95436	3,83715
9	7,10771	6,80161	6,51518	6,24686	5,99520	5,75899	5,53703	5,32824	5,13163	4,94635	4,77157	4,60654	4,45055	4,30301	4,16333	4,03096
10	7,72162	7,36000	7,02352	6,71005	6,41761	6,14454	5,88921	5,65021	5,42622	5,21610	5,01876	4,83322	4,65859	4,49408	4,33893	4,19247
11	8,30628	7,88679	7,49862	7,13893	6,80514	6,49503	6,20650	5,93769	5,68692	5,45271	5,23370	5,02864	4,83640	4,65600	4,48849	4,32706
12	8,86312	8,38375	7,94262	7,53604	7,16068	6,81366	6,49234	6,19437	5,91762	5,66027	5,42061	5,19710	4,98838	4,79322	4,61050	4,43921
13	9,39344	8,85269	8,35759	7,90374	7,48686	7,10333	6,74985	6,42354	6,12179	5,84234	5,58314	5,34233	5,11827	4,90951	4,71471	4,53268
14	9,89851	9,29488	8,74540	8,24420	7,78611	7,36666	6,98185	6,62816	6,30247	6,00205	5,72447	5,46753	5,22929	5,00806	4,80227	4,61056
15	10,37952	9,71215	9,10785	8,55945	8,06064	7,60605	7,19085	6,81086	6,46236	6,14215	5,84736	5,57545	5,32418	5,09157	4,87586	4,67547
16	10,83762	10,10579	9,44659	8,85134	8,31252	7,82368	7,37915	6,97398	6,60385	6,26505	5,95423	5,66849	5,40528	5,16235	4,93770	4,72956
17	11,27392	10,47716	9,76316	9,12161	8,54359	8,02153	7,54876	7,11962	6,72908	6,37285	6,04716	5,74870	5,47460	5,22233	4,98966	4,77463
18	11,68944	10,82760	10,05902	9,37166	8,75559	8,20139	7,70160	7,24986	6,83989	6,46741	6,12796	5,81785	5,53384	5,27316	5,03333	4,81219
19	12,08517	11,15802	10,33564	9,60357	8,95008	8,36490	7,83928	7,36577	6,93796	6,55036	6,19823	5,87745	5,58448	5,31624	5,07002	4,84349
20	12,46206	11,46992	10,59395	9,81812	9,12851	8,51354	7,96332	7,46944	7,02474	6,62312	6,25933	5,92884	5,62776	5,35274	5,10085	4,86968
21	12,82100	11,76398	10,83547	10,01677	9,29221	8,64867	8,07506	7,56200	7,10154	6,68695	6,31246	5,97314	5,66476	5,38368	5,12677	4,89131
22	13,16285	12,04148	11,06118	10,20072	9,44239	8,77152	8,17573	7,64465	7,16950	6,74293	6,35866	6,01133	5,69697	5,40990	5,14855	4,90943
23	13,48842	12,30328	11,27213	10,37103	9,58017	8,88320	8,26642	7,71843	7,22966	6,79205	6,39883	6,04425	5,72339	5,43212	5,16685	4,92452
24	13,79849	12,55026	11,46928	10,52873	9,70658	8,98472	8,34813	7,78432	7,28287	6,83513	6,43377	6,07263	5,74649	5,45095	5,18222	4,93710
25	14,09380	12,78326	11,65353	10,67475	9,82255	9,07703	8,42174	7,84314	7,32998	6,87292	6,46415	6,09709	5,76823	5,46691	5,19515	4,94759
26	14,37504	13,00308	11,82573	10,80995	9,92895	9,16093	8,48805	7,89566	7,37166	6,90607	6,49056	6,11818	5,78310	5,48043	5,20600	4,95632
27	14,64288	13,21044	11,98666	10,93514	10,02655	9,23721	8,54779	7,94255	7,40855	6,93515	6,51353	6,13636	5,79752	5,49189	5,21513	4,96360
28	14,89799	13,40607	12,13706	11,05106	10,11610	9,30656	8,60162	7,98442	7,44119	6,96066	6,53351	6,15204	5,80985	5,50160	5,22280	4,96967
29	15,14094	13,59064	12,27763	11,15839	10,19827	9,36960	8,66011	8,02181	7,47008	6,98303	6,55088	6,16555	5,82039	5,50983	5,22924	4,97472
30	15,37232	13,76475	12,40900	11,25777	10,27363	9,42690	8,69379	8,05518	7,49565	7,00266	6,56598	6,17720	5,82939	5,51681	5,23466	4,97894

Tabella 6.V – Valori di $\alpha_{\overline{n}|i} = \dfrac{1}{a_{\overline{n}|i}} = \dfrac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1}$

n \ 100 i	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1,05000	1,06000	1,07000	1,08000	1,09000	1,10000	1,11000	1,12000	1,13000	1,14000	1,15000	1,16000	1,17000	1,18000	1,19000	1,20000
2	0,53781	0,54544	0,55310	0,56077	0,56847	0,57619	0,58394	0,59170	0,59949	0,60729	0,61512	0,62296	0,63083	0,63872	0,64662	0,65455
3	0,36722	0,37411	0,38105	0,38803	0,39506	0,40212	0,40921	0,41635	0,42352	0,43073	0,43798	0,44526	0,45258	0,45992	0,46731	0,47473
4	0,28202	0,28860	0,29523	0,30192	0,30867	0,31547	0,32233	0,32923	0,33620	0,34321	0,35027	0,35738	0,36453	0,37174	0,37899	0,38629
5	0,23098	0,23740	0,24389	0,25046	0,25709	0,26380	0,27057	0,27741	0,28432	0,29128	0,29832	0,30541	0,31256	0,31978	0,32705	0,33438
6	0,19702	0,20337	0,20980	0,21632	0,22292	0,22961	0,23638	0,24323	0,25015	0,25716	0,26424	0,27139	0,27862	0,28591	0,29327	0,30071
7	0,17282	0,17914	0,18555	0,19207	0,19869	0,20541	0,21222	0,21912	0,22611	0,23319	0,24036	0,24761	0,25495	0,26236	0,26985	0,27742
8	0,15472	0,16104	0,16747	0,17402	0,18068	0,18744	0,19432	0,20130	0,20839	0,21557	0,22285	0,23022	0,23769	0,24524	0,25288	0,26061
9	0,14069	0,14702	0,15349	0,16008	0,16680	0,17364	0,18060	0,18768	0,19487	0,20217	0,20957	0,21708	0,22469	0,23239	0,24019	0,24808
10	0,12961	0,13587	0,14238	0,14903	0,15582	0,16275	0,16980	0,17698	0,18429	0,19171	0,19925	0,20690	0,21466	0,22251	0,23047	0,23852
11	0,12039	0,12679	0,13336	0,14008	0,14695	0,15396	0,16112	0,16842	0,17584	0,18339	0,19107	0,19886	0,20676	0,21478	0,22289	0,23110
12	0,11283	0,11928	0,12590	0,13270	0,13966	0,14676	0,15403	0,16144	0,16899	0,17667	0,18448	0,19241	0,20047	0,20863	0,21690	0,22526
13	0,10646	0,11296	0,11965	0,12652	0,13357	0,14078	0,14815	0,15568	0,16335	0,17116	0,17911	0,18718	0,19538	0,20369	0,21210	0,22062
14	0,10102	0,10759	0,11435	0,12130	0,12843	0,13575	0,14323	0,15087	0,15867	0,16661	0,17469	0,18290	0,19123	0,19968	0,20823	0,21689
15	0,09634	0,10296	0,10979	0,11683	0,12406	0,13147	0,13907	0,14682	0,15474	0,16281	0,17102	0,17936	0,18782	0,19640	0,20509	0,21388
16	0,09227	0,09895	0,10586	0,11298	0,12030	0,12782	0,13552	0,14339	0,15143	0,15962	0,16795	0,17641	0,18500	0,19371	0,20252	0,21144
17	0,08870	0,09545	0,10243	0,10963	0,11705	0,12466	0,13247	0,14046	0,14861	0,15692	0,16537	0,17395	0,18266	0,19148	0,20041	0,20944
18	0,08555	0,09236	0,09941	0,10670	0,11421	0,12193	0,12984	0,13794	0,14620	0,15462	0,16319	0,17188	0,18071	0,18964	0,19868	0,20780
19	0,08275	0,08962	0,09675	0,10413	0,11173	0,11955	0,12756	0,13576	0,14413	0,15266	0,16134	0,17014	0,17907	0,18810	0,19724	0,20646
20	0,08024	0,08718	0,09439	0,10185	0,10955	0,11746	0,12558	0,13388	0,14235	0,15098	0,15976	0,16867	0,17769	0,18682	0,19604	0,20536
21	0,07800	0,08500	0,09229	0,09983	0,10762	0,11562	0,12384	0,13224	0,14081	0,14954	0,15842	0,16742	0,17653	0,18575	0,19505	0,20444
22	0,07597	0,08305	0,09041	0,09803	0,10590	0,11400	0,12231	0,13081	0,13946	0,14830	0,15727	0,16635	0,17555	0,18485	0,19423	0,20369
23	0,07414	0,08128	0,08871	0,09642	0,10438	0,11257	0,12097	0,12956	0,13832	0,14723	0,15628	0,16545	0,17472	0,18409	0,19354	0,20308
24	0,07247	0,07968	0,08719	0,09498	0,10302	0,11130	0,11979	0,12846	0,13731	0,14630	0,15543	0,16467	0,17402	0,18345	0,19297	0,20256
25	0,07095	0,07823	0,08581	0,09368	0,10181	0,11017	0,11874	0,12750	0,13643	0,14550	0,15470	0,16401	0,17342	0,18292	0,19249	0,20212
26	0,06956	0,07690	0,08456	0,09251	0,10072	0,10916	0,11781	0,12665	0,13565	0,14480	0,15407	0,16345	0,17292	0,18247	0,19209	0,20176
27	0,06829	0,07570	0,08343	0,09145	0,09973	0,10826	0,11699	0,12590	0,13498	0,14419	0,15353	0,16296	0,17249	0,18209	0,19175	0,20147
28	0,06712	0,07459	0,08239	0,09049	0,09885	0,10745	0,11626	0,12524	0,13439	0,14368	0,15308	0,16256	0,17212	0,18176	0,19147	0,20122
29	0,06605	0,07358	0,08145	0,08962	0,09806	0,10673	0,11560	0,12466	0,13387	0,14320	0,15265	0,16219	0,17181	0,18149	0,19123	0,20102
30	0,06505	0,07265	0,08059	0,08883	0,09734	0,10608	0,11502	0,12414	0,13341	0,14280	0,15230	0,16189	0,17154	0,18126	0,19103	0,20085

6.5. ESEMPIO DI VALUTAZIONE ECONOMICA

Vediamo come le formule dianzi riportate si applichino per l'impostazione di una valutazione economica relativa a due impianti in alternativa.

Supponiamo che si debba scegliere fra due impianti i quali – a parità di ogni altra condizione (produzione, spazio occupato, spese generali, scarti e sfridi, ecc.) – sono così caratterizzati:

		1° impianto	2° impianto
• Costo di acquisto (A)	euro	10.000	7.000
• Valore residuo (L)	euro	4.000	2.000
• Vita presunta	anni	10	10
• Costo annuo di esercizio e manutenzione	euro	1.000	1.500
• Tasso annuo di interesse		6%	6%

Impostiamo il confronto sulla base dei *costi annui*.

1° impianto:
$R=(A-L)\cdot 1/a_{\overline{n}|}+Li=(10.000-4.000)\cdot(0,13587)+4.000\cdot 0,06=$ € 1.055
Costo annuo di esercizio e manutenzione € 1.000
Costo annuo totale 2.055

2° impianto:
$R=(7.000-2.000)\cdot(0,13587)+2.000\cdot 0,06=$ € 799
Costo annuo di esercizio e manutenzione € 1.500
Costo annuo totale € 2.299

Se, anziché considerare i costi annui, si calcola il *valore attuale* dei costi dei due impianti, si perviene alle stesse conclusioni.

1° impianto:
Valore attuale dei costi annui di esercizio e manutenzione: $A = Ra_{\overline{n}|} =$
$= 1.000\cdot(7,360) =$ € 7.360
Valore attuale del valore residuo dell'impianto: $C = Sv^n = 4.000\cdot(0,5584)$ € 2.234
Valore attuale netto: € (10.000 + 7.360 – 2.234) = € 15.126

2° impianto:
Valore attuale netto: € (7.000 + 11.000 – 1.117) = € 16.923

6.6. COSTO DI UTILIZZO DI UN IMPIANTO E PIANI DI AMMORTAMENTO

Generalizziamo l'esempio precedente scrivendo una espressione che fornisca il costo di utilizzo annuo di una macchina o di un impianto. Siano:

R la rata annua di ammortamento;
E l'energia consumata nell'anno;
M il costo dei materiali impiegati;
m il costo della manodopera (eventualmente comprensivo della quota parte di spese generali);
r il costo annuo della manutenzione (tiene conto anche di sostituzioni di parti, attrezzature, ecc.).

Il costo annuo è allora dato dalla:

$$C = R + E + M + m + r \qquad (6.10)$$

da cui si può facilmente risalire ai costi giornalieri, per pezzo prodotto, ecc.

Il piano di ammortamento di un impianto dovrebbe essere impostato sulla base della sua vita economica, cioè del periodo di tempo durante il quale l'impianto opera partecipando al processo produttivo (4).

L'impostazione di un piano di ammortamento dei macchinari e dei fabbricati (in una parola del capitale tecnico), costituisce una procedura corrente, di carattere contabile, avente come finalità il recupero del capitale inizialmente investito, mediante un numero appropriato di quote annue (addebitate al costo di fabbricazione dei prodotti annualmente costruiti con l'impianto).

Vale la pena di rilevare che il progresso tecnico sempre più incalzante (al quale consegue un rapido invecchiamento funzionale degli impianti), l'instabilità della moneta, le variazioni nei cambi, rendono meno realistico il sistema di ammortamento del capitale speso in beni di utilizzo pluriennale (immobili, impianti, macchinari) basato sul suo ripristino attraverso una serie di accantonamenti costanti. In realtà, sarebbe più corretto calcolare le quote di ammortamento considerando – anno per anno – il prevedibile costo di ricostituzione dei beni di cui trattasi. L'ammontare delle varie rate dovrebbe pertanto essere calcolato, di anno in anno, tenendo conto della presunta vita residua del bene e del suo valore reale a quella data.

Però, le quote di ammortamento indicate nel bilancio di un'azienda riducono gli utili e quindi l'ammontare delle imposte dovute allo Stato. Quest'ultimo, onde evitare che la voce ammortamento possa essere gonfiata a piacere, fissa delle quote massime di ammortamento. Pertanto, le aziende impostano i piani di ammortamento del capitale tecnico applicando i coefficienti di ammortamento consentiti dal fisco italiano ai fini della determinazione delle quote annuali deducibili dal reddito d'impresa. Tali coefficienti sono contenuti nel Decreto ministeriale del 31 dicembre 1988 (5), che ha sostituito la precedente normativa di cui al D.M. del 29 ottobre 1974. La tab. 6.VI riporta i coefficienti del D.M. 31/12/1988 per alcuni settori delle industrie manifatturiera, metallurgica e meccanica.

Le attuali aliquote si applicano ai beni entrati in funzione dal 1 gennaio 1989 in poi; per quelli entrati in funzione prima di tale data si fa ancora riferimento al D.M. 29 ottobre 1974. Per il primo anno, il coefficiente di ammortamento va dimezzato; in altre parole, si suppone che il bene cui ci si riferisce sia entrato in funzione a metà dell'anno solare.

Il decreto 31/12/1988 consente di considerare, nei primi tre anni di attività di un impianto, un ulteriore ammortamento, definito *anticipato*, pari all'aliquota di ammor-

(4) In pratica, la vita probabile dell'impianto viene assunta facendo riferimento a dati ed esperienze passate e trascurando, prudenzialmente, il valore di recupero. In sintesi, i periodi di ammortamento più frequentemente applicati dalle aziende sulla base della vita economica dei singoli beni, sono i seguenti:
- 20 anni per i fabbricati;
- 10 anni per gli impianti ed i grandi macchinari;
- 5 anni per i macchinari normali, gli impianti speciali e le macchine elettroniche;
- 4 anni per gli automezzi;
- 3 anni per i trasportatori leggeri, le dotazioni e gli arredamenti.

(5) Decreto del ministero delle Finanze del 31 dicembre 1988: "Coefficienti di ammortamento del costo dei beni materiali impiegati nell'esercizio di attività commerciali, arti e professioni" (G.U. n. 27 del 2 febbraio 1989).

Tabella 6.VI – Percentuali di ammortamento indicate dal ministero delle Finanze con decreto 31 dicembre 1988 per alcuni tipi di industrie manifatturiere metallurgiche e meccaniche (Gruppo VII).

Coefficienti di ammortamento	Settori di industria (1)					
	In percentuale					
	A	B	C	D	E	F
Fabbricati destinati all'industria (2)	5	5	3	3	3	3
Costruzioni leggere: tettoie, baracche, ecc.	10	10	10	10	10	10
Impianti generici (3) e specifici	12	10	10	10	10	10
Grandi impianti specifici e macchine operatrici automatici	17,5	17,5	15,5	17,5	(5)	15,5
Forni e loro pertinenze	15	15	15	15	15	–
Attrezzatura varia e minuta (4)	25	40	25	25	25	35
Mobili e macchine ordinarie d'ufficio	12	12	12	12	12	12
Macchine d'ufficio elettromeccaniche ed elettroniche	20	20	20	20	20	20
Automezzi da trasporto, carrelli elevatori, mezzi di trasporto interno, ecc.	20	20	20	20	20	20

(1) A: Siderurgia in genere - B: Fonderie di seconda fusione - C: Fabbriche di macchine industriali ed agricole ed utensileria per macchine utensili, costruzione di pompe, compressori, ventilatori, ecc. - D: Costruzione di autoveicoli, autotelai, motoveicoli, materiale rotabile ferroviario e filoviario, fabbricazione di parti di ricambio e accessori - E: Costruzione di carrozzerie per auto, per motoveicoli e per vetture ferroviarie e filoviarie, costruzione di rimorchi e fabbricazione di parti ed accessori - F: Officine per fucinatura, stampatura, imbutitura, saldatura (elettrica, alluminotermica ed ossiacetilenica), taglio (con fiamma ossidrica ed ossiacetilenica), tempera, cementazione e trattamenti superficiali ed elettrogalvanici dei metalli.
(2) Edifici, opere idrauliche fisse, strade e piazzali, acquedotti e fognature.
(3) Impianti di produzione, presa e distribuzione energia; officina di manutenzione; raccordi e materiale rotabile; centrale di conversione; parco motori e pompe; impianti di carico, scarico, sollevamento e pesatura.
(4) Stampi, modelli, attrezzi e laboratori.
(5) Centri di lavoro robotizzati: 22%.

tamento ordinario: l'ammortamento complessivo risulta pertanto – nei primi tre anni – uguale al doppio di quello ordinario.

Ad esempio, per un impianto generico con aliquota ordinaria del 10%, si avrà:

Ammortamento	Anno di entrata in funzione	II° anno	III° anno	Anni successivi
Ordinario	5%	10%	10%	10% per ogni anno
Anticipato	5%	10%	10%	
Totale	10%	20%	20%	10% per ogni anno

Il fisco prevede anche la possibilità di impostare un *ammortamento accelerato*, legato all'effettivo periodo di utilizzo del bene. In tale caso, però, occorre fornire

all'Amministrazione finanziaria una dimostrazione analitica del maggior utilizzo dichiarato rispetto a quello previsto; per cui, all'atto pratico, quest'ultimo criterio viene adottato dalle aziende prevalentemente ai fini interni ovverosia del bilancio gestionale.

In definitiva, le aziende dovrebbero impostare i seguenti tipi di bilancio:

- *bilancio gestionale*, che considera la situazione reale dell'azienda e, quindi, dei suoi beni strumentali, il cui ammortamento viene calcolato sulla base della vita utile effettiva;
- *bilancio civilistico*, elaborato secondo direttive della CE recepite nel nostro ordinamento giuridico: questo bilancio viene ufficializzato nei confronti dei terzi e depositato presso la Camera di Commercio territorialmente competente;
- *bilancio fiscale*, in base al quale viene calcolato l'ammontare delle imposte da versare allo Stato secondo le direttive del ministero delle Finanze.

Precisiamo ancora che, normalmente, nei bilanci aziendali si tiene distinta la quota relativa alla ricostituzione del capitale investito dagli interessi relativi: la prima voce – secondo le direttive fiscali e civilistiche – è denominata *quota di ammortamento*, i secondi *interessi passivi*. La tab. 6.VII esemplifica un piano di ammortamento del genere, riferito ad un impianto la cui vita attiva presunta è pari a cinque anni ed il valore residuo trascurabile.

Tabella 6.VII – Ammortamento considerato in un bilancio gestionale relativo ad un capitale di 1000 euro investito in un impianto, considerato un tasso di interesse annuo del 10% e tenendo separate le quote di capitale e gli interessi (importi in euro).

Anni	1	2	3	4	5
Quote capitale	200	200	200	200	200
Interessi passivi	100	80	60	40	20
Quote annue totali	300	280	260	240	220

6.7. DEPREZZAMENTO

Quando una macchina, un impianto, un fabbricato sono usati per la produzione di beni o di servizi, si verifica una progressiva diminuzione del loro valore (*deprezzamento*), che li rende meno adatti a fornire il servizio al quale sono destinati. Ciò dipende anzitutto dall'invecchiamento e dall'uso del bene, con conseguenze che si manifestano solitamente sotto forma di una maggiore rumorosità, di più frequenti interruzioni e di un progressivo aumento dei costi di manutenzione. Tuttavia, anche altre cause possono determinare la diminuzione di valore di un impianto o macchinario: ad esempio, l'immissione sul mercato di nuovi tipi di macchine od impianti che consentono un minor costo di produzione. A loro volta, i cambiamenti della moda o dei gusti dei consumatori possono determinare una diminuzione di valore. In breve, si può ritenere che il deprezzamento si manifesti essenzialmente sotto due forme: *deprezzamento fisico*, causato dall'usura e dal deterioramento e *deprezzamento funzionale*, dovuto ad inadeguatezza ed obsolescenza (6).

(6) Per obsolescenza di un impianto (o macchinario), si intende il deperimento economico e tecnico dovuto all'immissione sul mercato di un altro impianto avente migliori caratteristiche tecniche (ad esempio, maggior capacità produttiva).

Poiché il deprezzamento è definito come una diminuzione di valore, è necessario fare qualche considerazione sul significato del termine "valore".

La migliore definizione di *valore di un impianto* industriale (da alcuni esperti denominato *valore generale*) è la seguente: valore attuale di tutti i profitti o flussi monetari futuri prodotti da quell'impianto, ivi compreso l'eventuale valore residuo al termine dell'orizzonte temporale assunto ai fini della stima. Non sempre però è agevole determinare i profitti futuri, ragione per cui di solito si ricorre a valutazioni approssimative del valore dell'impianto, come di seguito indicato.

È anzitutto importante sottolineare che un impianto ha un certo valore solo se consente profitti; in caso contrario, il suo valore è praticamente nullo. Così, a titolo di esempio, se si acquista un impianto al prezzo di 1 milione di euro e poi – per qualsiasi motivo – tale bene non viene utilizzato in azienda e non risulta più commerciabile, il suo valore è praticamente nullo (a meno di un'eventuale alienazione a prezzo di rottame).

Fra le varie modalità di valutazione di un impianto, citiamo:

1) il *valore contabile*, ossia il costo iniziale diminuito delle quote di ammortamento di *solo capitale*, maturate fino alla data di valutazione del bene (se quest'ultima cade nel corso di un esercizio, si può eventualmente tenere conto della quota parte nel frattempo maturata): con riferimento all'esempio sopra riportato, se l'impianto costato 1 milione di euro partecipa al processo produttivo per una durata di tre anni, il suo valore contabile dopo un anno dall'acquisto è pari a 2/3 del costo iniziale e quindi 0,666 milioni di euro; dopo due anni è pari a 1/3 del costo di acquisto (ossia 0,333 milioni di euro), per annullarsi al termine del terzo anno;
2) il *valore di mercato*, cioè stabilito dal mercato;
3) il *valore d'uso* o *soggettivo*: l'impianto può essere valutato diversamente da una persona rispetto ad un'altra, in quanto è diverso il reddito che si ritiene se ne possa ricavare;
4) il *valore di liquidazione*: importo che si può realizzare dalla liquidazione dell'impianto;
5) il *valore di stima*, ottenuto assegnando un valore ai vari componenti dell'impianto: terreno, fabbricati, macchinari, ecc.
   Il valore del terreno è quello relativo alla sua utilizzazione per scopi industriali e dipende da: ubicazione, accessibilità e possibilità edificatorie della zona.
   Quale valore dei fabbricati, dei macchinari, degli impianti, ecc. si assume il costo a nuovo, come se si dovessero costruire od acquistare così come sono al momento della stima, moltiplicando poi tale valore per:
   - un coefficiente di riduzione che tenga conto del fatto che l'attuale bene, non essendo nuovo, avrà una *vita residua* più breve;
   - un coefficiente di riduzione che tenga conto del fatto che il bene assicura un *rendimento minore* ovvero comporta una spesa maggiore (ad esempio, per manutenzione, arresti di produzione più frequenti) rispetto ad un bene nuovo;
   - un coefficiente di riduzione dovuto all'*obsolescenza tecnologica*, che tenga cioè conto del fatto che se il bene fosse realizzato od acquistato oggi potrebbe risultare più efficiente e quindi consentire maggiori vantaggi.

6.8. CENNI SUI COSTI NELL'INDUSTRIA

Con riferimento all'attività di un impianto industriale, altrimenti denominato immobilizzo tecnico o bene strumentale (per la produzione di beni o servizi), si definiscono:

1) *prezzo*: la cifra richiesta od offerta per determinati beni o servizi;
2) *ricavo*: l'ammontare della vendita di quei beni o servizi;
3) *costo*: l'ammontare pagato per l'acquisto e l'uso di beni o servizi costituenti i mezzi operazionali dell'azienda; nel periodo di tempo in cui i beni ed i servizi sono consumati, il loro costo è raffrontabile con i ricavi realizzati in quel periodo di tempo e diventa una spesa di quel periodo (giorno, mese, anno); nella prassi aziendale il termine *spesa* individua costi di carattere generale (telefono, illuminazione, riscaldamento, cancelleria, ecc.) riferiti all'anno, mese o giorno;
4) *utile o profitto*: la differenza fra il ricavo ed il costo sostenuto per realizzare quel ricavo.

Si distinguono beni e servizi:
- consumabili all'atto stesso della loro acquisizione (ad esempio, l'energia elettrica);
- accantonabili per essere consumati più tardi (ad esempio, le materie prime);
- consumabili in un certo numero di periodi di tempo successivi (ad esempio, le macchine).

È ovvio che quando si deve scegliere fra più alternative di investimento, si ricerca quella cui corrisponde la massima differenza tra ricavi e costi, ossia il massimo utile. Da questo punto di vista, una diminuzione dei costi od un aumento dei ricavi si equivalgono.

Soffermiamoci brevemente, in questa sede, sui costi. Nella pratica industriale si suole distinguere fra costi:
1) di produzione;
2) generali o di amministrazione;
3) commerciali o di distribuzione;
4) finanziari.

I costi finanziari sono rappresentati dagli interessi passivi pagati agli Istituti di credito per la concessione di prestiti.

I costi commerciali sono quelli che l'azienda deve sostenere per collocare i prodotti sul mercato: comprendono le spese per trasporti, pubblicità, negozi di vendita, provvigioni ad agenti, rappresentanti, viaggiatori.

I costi generali o di amministrazione riguardano i costi di struttura quali: gli stipendi del personale amministrativo e degli altri enti aziendali che svolgono attività di carattere generale (Direzione, Acquisti, Personale, Organizzazione, Segreteria, ecc.); le spese di funzionamento (telefoniche, riscaldamento, illuminazione, ecc.); i costi assicurativi.

I costi di produzione comprendono, in particolare, le seguenti voci:
- materiali,
- manodopera,
- energie,
- manutenzioni,
- scarti e sfridi,
- ammortamenti relativi ai centri di produzione (7),
- affitti (di immobili, terreno, ecc.) connessi ai processi produttivi.

Abbiamo già visto secondo quali modalità si possono calcolare gli ammortamenti, mentre non presenta difficoltà definire – caso per caso – la voce affitti. Gli altri costi di produzione possono essere valutati applicando, per ogni anno di vita attiva dell'immo-

(7) Gli ammortamenti relativi agli enti di struttura sono inclusi fra i costi generali.

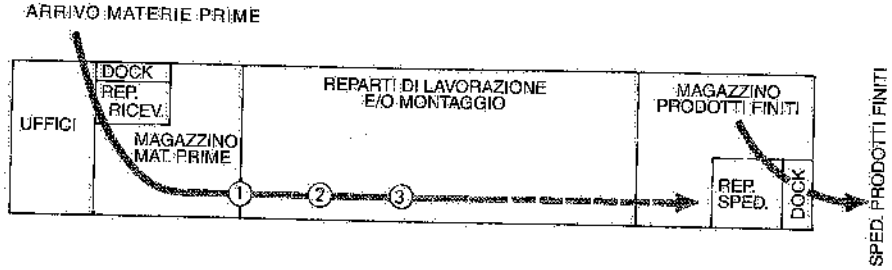


Fig. 6.3 – Struttura dei costi nelle aziende industriali.

bilizzo, espressioni del tipo sotto riportato:

(6.11) Materiali: $\Sigma Q_i \cdot c_i$

(6.12) Manodopera: $\Sigma O_y \cdot S_y$

(6.13) Energia elettrica: $P \cdot t$

(6.14) Combustibili: $\Sigma q_z \cdot p_z$

(6.15) Manutenzioni: $x\% \cdot I$

In tali espressioni, i vari simboli adottati indicano:

Q_i = quantità del materiale i utilizzata nell'anno;
c_i = costo unitario del materiale i;
O_y = numero di operatori-anno di categoria y;
S_y = salario o stipendio annuo della categoria y;
P = energia elettrica assorbita all'anno, in kWh;
t = tariffa unitaria media (8) dell'energia elettrica (€/kWh);
q_z = quantità del combustibile z consumata in un anno;
p_z = costo unitario del combustibile z;
$x\% \cdot I$ = percentuale del capitale investito I, con la quale si misura di solito il costo di manutenzione.

Per ogni anno di vita dell'impianto si devono definire le quantità ed i costi di cui alle espressioni sopra riportate: ciò richiede che ci si basi su delle previsioni, con tutte le conseguenze di aleatorietà connesse con tale modalità di valutazione.

La tab. 6.VIII riporta un esempio di calcolo dei costi di produzione annui conseguenti all'investimento di un certo capitale in un impianto industriale. Si è supposto che la vita attiva di tale impianto sia di 5 anni.

Le entità $Q_i - O_y - P - q_z$ di cui alle espressioni (6.11) ÷ (6.14) sono state considerate costanti e si sono individuati i costi e la percentuale x delle espressioni (6.11) ÷ (6.15) relativamente al primo anno. Si sono poi fatte delle previsioni per quanto concerne i valori da assumere per i costi unitari nei quattro anni successivi: la tab. 6.IX riporta le percentuali di aumento considerate nel caso dell'esempio di cui sopra per le varie voci di costo.

(8) Il prezzo dell'energia elettrica varia in relazione alle ipotesi di consumo.

Tabella 6.VIII – Costi di produzione conseguenti ad un investimento in un impianto (importi in migliaia di euro/anno), esclusi ammortamenti ed interessi passivi.

Voci di costo \ Anni	1	2	3	4	5
Materiali	320	333	346	352	368
Manodopera	60	62	66	67	72
Energia elettrica	450	484	518	563	585
Gasolio	50	53	55	58	60
Manutenzione	20	21	22	24	25
Altre			trascurabili		
Totali	900	953	1007	1064	1110

Tabella 6.IX – Percentuali di aumento dei costi di cui alla tab. 6.VIII previste per i cinque anni di vita dell'immobilizzo.

Voci di costo \ Anni	1	2	3	4	5
Materiali	100	105	108	110	115
Manodopera	100	102,5	110	112	120
Energia elettrica	100	107,5	115	125	130
Gasolio	100	105	110	115	125
Manutenzione	100	105	110	117,5	125

Com'è facile comprendere, l'assunzione di tali percentuali è in parte soggettiva (data l'importanza dell'esperienza in tale campo) ed in parte basata sulla conoscenza di dati storici e statistici. L'impiego di un elaboratore consente di prendere in rassegna numerose alternative di aumenti e di calcolare rapidamente le conseguenti differenze nei costi totali.

I costi di produzione si distinguono ancora in *diretti* e *indiretti* (fig. 6.3). Ai primi appartengono i costi direttamente imputabili al prodotto, alla lavorazione od alla commessa. Sono invece costi indiretti: la manodopera indiretta; i materiali indiretti; gli ammortamenti o gli affitti degli impianti, macchinari ed immobili non afferenti direttamente al processo produttivo; le relative manutenzioni e riparazioni, nonché i costi per riscaldamento, illuminazione, telefono, ecc. I costi generali, commerciali e finanziari sono solitamente indiretti, a meno che siano – in toto o per la parte di competenza – imputabili in modo certo al prodotto, alla lavorazione od alla commessa considerata.

Contrariamente ai costi diretti, i costi indiretti non sono imputabili senza incertezza al prodotto, lavorazione o commessa. Essi, pertanto, si suddividono secondo criteri da stabilire di volta in volta, fra i quali ricordiamo: la ripartizione per reparti o per posti di lavoro (in base, ad esempio, alle ore di utilizzazione di ciascun posto); la ripartizione in base al valore od al peso del materiale lavorato nello stabilimento; la suddivisione in base alla manodopera diretta (si considerano come un

maggior costo di questa); l'addebito in parte alla manodopera ed in parte al materiale (9).

I costi generali, commerciali e finanziari non direttamente imputabili, si ripartiscono in genere percentualmente sul costo di produzione.

Sommando i costi di produzione, le spese generali e commerciali, nonché i costi finanziari relativi ad un determinato periodo di tempo (ad esempio, l'anno solare) si ottiene il costo totale in quel periodo; dividendo tale costo totale per la produzione di periodo si perviene al costo unitario del prodotto. Se la produzione riguarda più prodotti, si deve ripartire il costo totale di periodo fra le diverse tipologie prodotte; dopo di che, sulla base delle rispettive produzioni, si ricava il costo unitario di ogni prodotto. Aggiungendo a questo costo l'utile lordo previsto (il quale tiene conto delle imposte sul reddito), si ottiene il prezzo di vendita.

La seguente espressione consente di ricavare il costo di un prodotto nel caso in cui i costi indiretti di produzione ed i costi diretti diversi dalla manodopera e dai materiali diretti (quali ammortamenti, affitti, energie, scarti e sfridi) siano addebitati parte ai costi dei materiali diretti e parte ai costi della manodopera diretta:

$$C = [(1+s_M)\cdot M + (1+s_m)\,m]\cdot(1+g)\cdot(1+f) \qquad (6.1\text{-}6)$$

dove:

- M = costo dei materiali diretti;
- m = costo della manodopera diretta;
- s_M = frazione dei costi diretti ed indiretti addebitati in base al costo dei materiali diretti;
- s_m = frazione dei costi diretti ed indiretti addebitata in base al costo della manodopera diretta;
- g = frazione dei costi generali e commerciali;
- f = frazione delle spese finanziarie.

Dal costo si può poi risalire al prezzo di vendita tenendo conto dell'utile che si intende o si spera di conseguire.

6.9. VALUTAZIONE DELLA REDDITIVITÀ DEGLI INVESTIMENTI IMPIANTISTICI

A. FINANZIAMENTI A LUNGO TERMINE

Quando un'azienda matura l'intenzione di effettuare un investimento in beni strumentali (impianto, macchinario, attrezzatura, ecc.), deve preventivamente considerare la propria struttura patrimoniale e finanziaria: ciò in quanto è necessario garantire un adeguato equilibrio tra il tempo durante il quale si utilizza l'investimento e la durata del finanziamento.

(9) Nel caso, ad esempio, che interessi suddividere i costi indiretti per reparti, si attribuiscono anzitutto ai singoli reparti i costi sicuramente imputabili agli stessi e si distribuiscono poi gli altri costi secondo criteri diversi, quali:
- le spese di energia elettrica in base alla potenza assorbita;
- le spese di illuminazione in base alla superficie illuminata ed ai lux medi;
- le spese di riscaldamento in base ai metri cubi utili ed alla temperatura garantita;
- le spese di ammortamento dei fabbricati in base ai metri cubi;
- le eventuali spese di affitto del terreno in base ai metri quadrati.

Successivamente, si potranno ripartire le spese di reparto fra i singoli posti di lavoro.

Il documento che evidenzia le relazioni tra gli investimenti ed i finanziamenti è lo *stato patrimoniale*, ossia uno dei prospetti che compongono il bilancio dell'azienda.

In tale documento – che, detto per inciso, deve anche soddisfare esigenze legislative coerenti con le direttive comunitarie – gli investimenti aziendali sono suddivisi in:

- *immobilizzazioni tecniche*: in tale categoria rientrano, tra gli altri, gli investimenti in beni strumentali, i quali presentano la caratteristica che il loro "ritorno monetario" non si concretizza nel breve periodo (ad esempio, un anno), ma in più esercizi;
- *capitale circolante*: comprende le scorte di materiali ed i crediti verso clienti ed altri vari (vale a dire voci che presentano la caratteristica di poter "ritornare moneta" nell'arco di un periodo di tempo inferiore all'anno), nonché la cassa ed i depositi bancari.

In generale, il denaro necessario per effettuare l'investimento in beni strumentali ed in capitale circolante può essere fornito da una o più delle seguenti fonti:

1) *soci*, attraverso conferimenti effettuati (capitale sociale) ed utili maturati e non prelevati (riserve);
2) *terzi partecipanti al processo produttivo dell'azienda* ("finanziamenti produttivi"), quali: fornitori di materiali o servizi non ancora pagati, clienti che hanno versato anticipi, fondi di trattamento di fine rapporto dei dipendenti;
3) *terzi non inseriti nel processo produttivo*, che abbiano concesso prestiti specifici da rimborsare nel corso di parecchi anni, quale potrebbe essere, ad esempio, un prestito obbligazionario;
4) *istituti di credito*, che concedano finanziamenti da restituire entro termine breve (cioè non oltre dodici mesi) o lungo (superiore all'anno).

Sintetizzando, la struttura patrimoniale e finanziaria di una azienda può essere così articolata:

INVESTIMENTI in	FINANZIAMENTI da
a) Immobilizzazioni	1) Soci 2) Istituti di credito a breve e lungo termine 3) Terzi inseriti nel processo produttivo (fornitori, clienti, dipendenti, ecc.)
b) Capitale circolante	4) Terzi per concessione di prestiti da restituire in più anni (prestiti obbligazionari)

Quanto sopra premesso, allorché un'azienda si pone il problema se effettuare o meno un investimento in immobilizzazioni tecniche e quindi in beni strumentali, deve sempre verificare il rispetto di due vincoli fondamentali (al fine di evitare pericolosi rischi imprenditoriali):

i) il denaro occorrente deve provenire o dai soci o da Istituti di credito che concedano prestiti restituibili dopo parecchi anni o da terzi a fronte di prestiti obbligazionari o dal fondo di trattamento di fine rapporto;
ii) l'acquisto di impianti o macchinari non deve essere finanziato mediante prestiti bancari da restituire nell'arco dell'anno oppure da fornitori che possano richiedere il pagamento delle loro forniture entro pochi mesi.

È evidente la motivazione dei suddetti vincoli: se l'azienda dovesse rimborsare entro pochi mesi l'investimento effettuato in un determinato bene strumentale, potrebbe non essere in grado di reperire il denaro necessario; ciò in quanto solo dopo un certo numero di anni l'azienda stessa avrà recuperato il denaro speso per l'acquisto di quel bene.

In definitiva ed in sintesi, l'investimento in un bene strumentale deve soddisfare, in via preliminare, la condizione di essere finanziato a lungo termine.

B. REDDITIVITÀ DEGLI INVESTIMENTI

Ma le proposte di investimento in immobilizzazioni tecniche devono anche essere sottoposte ad una verifica di convenienza economica: ci riferiamo alla valutazione della loro redditività ed alla capacità di assicurare un ritorno del capitale investito nel minor tempo possibile.

Questa verifica si impone sia per gli investimenti riguardanti l'installazione di nuovi impianti sia per quelli relativi al potenziamento od alla modifica di impianti esistenti: in altre parole, per gli investimenti di tipo impiantistico nell'ambito delle singole aziende.

La valutazione della redditività di tali investimenti viene di solito impostata con riferimento ai flussi di cassa monetari, e cioè prendendo in considerazione gli *incassi* e gli *esborsi* in denaro e non i costi né i ricavi (10). In altre parole, si mettono a confronto i seguenti flussi di cassa:

- quelli iniziali (negativi), rappresentati dagli esborsi che si devono sostenere per l'acquisto dell'impianto;
- quelli periodici, normalmente valutati su base annua, rappresentati dalla somma algebrica delle entrate ed uscite di cassa corrispondenti rispettivamente ad effettivi incassi (derivanti dai ricavi) ed esborsi (derivanti dai costi di gestione).

Ove si possa prevedere un valore residuo dell'impianto, lo stesso rappresenta un potenziale incasso futuro conseguente all'alienazione del bene strumentale non più utilizzabile.

Si definisce, pertanto, *flusso netto di cassa* la differenza tra incassi ed esborsi nei singoli periodi di tempo (di solito, anni) compresi fra l'avvio dell'iniziativa ed il termine della vita attiva dell'immobilizzo del quale si valuta la redditività.

Gli incassi e gli esborsi in base ai quali si valutano i flussi netti di cassa sono sovente differenziali od aggiuntivi, vale a dire direttamente conseguenti all'investimento sottoposto ad esame: a titolo di esempio, anziché di entrate effettive potrebbe trattarsi di risparmi rispetto alla situazione preesistente all'investimento stesso.

Consideriamo l'investimento di un determinato capitale in un impianto. Gli incassi che ne conseguono possono essere costituiti dalla vendita dei beni o servizi prodotti con l'impianto oppure da risparmi sui costi consolidati prima dell'intervento in esame (è questo il caso in cui il nuovo impianto apporti miglioramenti gestionali o produttivi rispetto alla situazione preesistente); talvolta, si può contare su altri incassi (ad esempio, interessi attivi), dei quali si deve ovviamente tenere conto.

Gli esborsi, a loro volta, possono essere dovuti a:

1. *costi di produzione diretti*:
   - materiali impiegati;
   - energia (di qualunque tipo) consumata;
   - manodopera occorrente;
   - manutenzione richiesta dall'impianto;
   - scarti e sfridi;
2. *costi di produzione indiretti*: maggiori costi indiretti di produzione conseguenti all'investimento (dovuti, in particolare, a manodopera e materiali indiretti);
3. *costi commerciali*:
   - spese di vendita;
   - provvigioni;
   - pubblicità;
4. *spese generali*: costi (o maggiori costi) di struttura conseguenti all'investimento proposto; queste spese sono in genere valutate come percentuale dei costi diretti di produzione: se l'azienda è già operante e l'investimento in esame costituisce soltanto un potenziamento od un miglioramento produttivo od impiantistico, si può adottare la stessa percentuale valida prima dell'investimento;
5. *oneri finanziari*, rappresentati dagli interessi passivi pagati alle banche per l'eventuale concessione di mutui;
6. *imposte sul reddito* relative ai profitti derivanti dall'investimento proposto: sovente, peraltro, nella pratica aziendale, questi esborsi non vengono presi in considerazione.

Incassi ed esborsi futuri sono definiti in base a previsioni più o meno precise ed attendibili, in quanto affidate alla sensibilità soggettiva di chi è chiamato a fare le previsioni stesse. Sono inoltre estesi, come già accennato, a tutti gli anni della presunta vita attiva dell'immobilizzo in esame, non necessariamente coincidenti con quelli considerati per valutare l'ammortamento fiscale.

Nei vari anni, i flussi netti di cassa possono ovviamente risultare positivi o negativi a seconda che gli incassi siano superiori od inferiori agli esborsi. Da sottolineare che questi ultimi non devono tenere conto delle quote di ammortamento poiché l'esborso dell'investimento viene già conteggiato all'inizio; alcuni amministrativi sostengono, peraltro, che si dovrebbero considerare gli esborsi di denaro per pagare le imposte conseguenti al (maggior) reddito ottenibile con l'investimento in esame; imposte da valutare tenendo conto delle percentuali di ammortamento indicate dal Ministero delle Finanze.

Facciamo un esempio riferito al primo anno di vita ed utilizzo di un impianto, supponendo che tutti i ricavi ed i costi abbiano dato luogo ad incassi ed esborsi: il flusso di cassa che ne consegue sia quello indicato nella tab. 6.X, la quale riporta anche il corrispondente conto economico, riferito, cioè, al primo anno di vita dell'impianto. Per il calcolo della redditività dell'investimento occorre considerare, come flusso di cassa del primo anno, $525 \cdot 10^3$ euro e non $425 \cdot 10^3$.

Attualizzando e sommando algebricamente tutti i flussi netti di cassa relativi alla vita utile dell'immobilizzo, si ottiene il flusso di cassa totale in valore attuale.

L'esigenza di dare un valido supporto alla decisione di effettuare o meno un certo immobilizzo, ha portato alla elaborazione di diversi metodi per la valutazione degli effetti economici che si possono ottenere con l'investimento proposto.

I metodi più adottati e di seguito esaminati, prendono in considerazione:

- il periodo di recupero (*pay-back* nominale od attualizzato);
- il flusso netto di cassa attualizzato o valore attuale netto (*discounted cash-flow* o *net present value*);
- l'indice di redditività o di convenienza (*profitability index*);
- il tasso interno di redditività (*internal rate of return*).

(10) Gli incassi sono anche denominati con il termine *entrate*; gli esborsi sono sovente individuati come *uscite* o *pagamenti*.

Tabella 6.X – Flusso di cassa e conto economico relativi al primo anno di vita di un impianto. Gli importi sono espressi in migliaia di euro.

CONTO ECONOMICO				FLUSSO MONETARIO			
COSTI		RICAVI		ESBORSI		INCASSI	
A) Costi di produzione	900	G) Vendite	2000	A) Costi di produzione	900	G) Vendite	2000
B) Spese generali	100			B) Spese generali	100		
C) Ammortam. fiscali	100			C) Ammortamenti	–		
D) Interessi passivi (1)	50			D) Interessi passivi (1)	50		
TOTALI	1150		2000		1050		2000
E) Imposte (2)	425			E) Imposte (3)	425		
F) Utile netto	425			F) Cash-flow netto	525		

(1) L'importo relativo a questa voce è costituito dagli interessi effettivamente versati agli Istituti di credito finanziatori (se il capitale impiegato è attinto dalle disponibilità finanziarie dell'azienda, la voce D si annulla).

(2) Calcolate sulla base del 50% (od altra percentuale stabilita dal Ministero delle Finanze) della differenza tra ricavi e costi, vale a dire: $2000-1150=850\cdot10^3$ euro.

(3) Sovente, come già detto, nella valutazione del flusso monetario non si tiene conto – tra gli esborsi riferiti all'investimento specifico – delle imposte conseguenti.

C. METODI DI VALUTAZIONE

I. Periodo di recupero (pay-back)

Un metodo semplice e molto usato per valutare un investimento è quello del pay-back, consistente nel valutare il tempo necessario per recuperare il capitale investito in un immobilizzo grazie ai flussi di cassa che ne conseguono. Si ottiene dividendo l'ammontare dell'investimento per il flusso netto di cassa medio prevedibile negli anni futuri. Quanto minore è il tempo di recupero tanto più conveniente è l'investimento.

Si consideri, ad esempio, un immobilizzo riguardante l'acquisto e l'installazione di un nuovo macchinario, che comporti un esborso di 90.000 euro; e si supponga che i flussi netti di cassa che si presume di poter ottenere da tale investimento siano pari – mediamente – a 22.000 euro all'anno per i prossimi 6 anni (corrispondenti alla probabile vita utile del bene): con tali ipotesi, il periodo di recupero del capitale è di 4 anni e 83 giorni (11), avendo ritenuto trascurabile il valore residuo della macchina.

(11) Poiché si suppone che il flusso di cassa si formi con regolarità lungo l'intero arco dell'anno, i giorni da aggiungere ai 4 anni per eguagliare il valore totale del capitale investito ($90\cdot10^3$ euro) si ottengono con una semplice proporzione:

$$5\cdot10^3 : x = 22\cdot10^3 : 365$$
(€) (gg.) (€) (gg.)

Tabella 6.XI – Calcolo dei valori attuali dei flussi netti di cassa prevedibili nei prossimi 6 anni (vita attiva presunta del bene) in conseguenza di un investimento di $90\cdot10^3$ euro e considerando un tasso di attualizzazione del 12% annuo.

Anni	Flussi netti di cassa €	Fattori di sconto composto v^r	Valori attuali €	Valori attuali cumulati €
1	$25\cdot10^3$	0,89286	$22{,}32\cdot10^3$	$22{,}32\cdot10^3$
2	$22\cdot10^3$	0,79719	$17{,}54\cdot10^3$	$39{,}86\cdot10^3$
3	$24\cdot10^3$	0,71178	$17{,}08\cdot10^3$	$56{,}94\cdot10^3$
4	$20\cdot10^3$	0,63552	$12{,}71\cdot10^3$	$69{,}65\cdot10^3$
5	$19\cdot10^3$	0,56743	$10{,}78\cdot10^3$	$80{,}43\cdot10^3$
6	$22\cdot10^3$ (*)	0,50663	$11{,}15\cdot10^3$	$91{,}58\cdot10^3$

(*) Comprensivo del valore residuo.

Il criterio del pay-back è dunque molto semplice, ma, nelle applicazioni correnti, trascura il costo del denaro: di conseguenza, diventa tanto meno attendibile quanto più il recupero dell'investimento iniziale richiede la presa in considerazione di flussi di cassa che avranno luogo molto avanti nel tempo; in pratica, il metodo non è consigliabile quando tale tempo è superiore a 3-4 anni. Per superare questa sua limitazione, si può prevedere l'attualizzazione dei flussi netti di cassa futuri – adottando un tasso medio ponderato di interesse – e confrontare la relativa cumulata con l'investimento iniziale: il periodo di recupero coincide con il tempo in corrispondenza del quale si ottiene l'uguaglianza fra l'ammontare dell'investimento e la cumulata.

Riprendendo l'esempio dell'investimento di 90.000 euro in un macchinario, si supponga che – durante la prevedibile vita attiva di 6 anni – i flussi netti di cassa annui siano quelli indicati nella tab. 6.XI (il valore medio è ancora pari 22.000 euro all'anno): se li attualizziamo, adottando un tasso pari al 12%, e cumuliamo i relativi valori, si rileva che il recupero del capitale investito attraverso i flussi netti, avviene solo dopo quasi 6 anni di vita attiva del bene, contro i 4 anni e 83 giorni risultanti dalla valutazione del pay-back basata sulla considerazione dei flussi di cassa non attualizzati.

Il metodo del pay-back presenta un'altra potenziale carenza: non tiene cioè in considerazione la vita effettiva dell'immobilizzo, che può essere assai maggiore di quella strettamente necessaria per recuperare il capitale speso; ora, non è escluso che i profitti conseguenti a tale caso alterino la corretta valutazione dell'investimento quando quest'ultimo sia messo a confronto con una alternativa.

II. Flusso netto di cassa attualizzato (discounted cash-flow)

Il metodo considera il valore attuale dei prevedibili flussi netti di cassa procurati dall'immobilizzo in esame nei futuri anni di vita attiva ed il valore (anch'esso attualizzato, se è il caso) dell'investimento iniziale; sottraendo dal primo valore il secondo, si ottiene il *valore attuale netto* (VAN) o *net present value* (NPV):

$$\text{VAN o NPV} = \sum_{r=1}^{m} \frac{M_r}{(1+j)^r} - I = F_A - I \qquad (6.17)$$

dove:

$F_A = \sum_{r=1}^{n} \frac{M_r}{(1+j)^r}$ = valore attuale di tutti i flussi netti di cassa futuri;

M_r = flusso netto di cassa nell'anno r;

I = valore attuale dell'investimento;

j = tasso di attualizzazione, che, di solito, si assume pari al tasso di interesse che si deve pagare a un Istituto di credito per ottenere il capitale necessario I oppure ad un tasso che tenga conto del costo del denaro (eventualmente disponibile in azienda).

Applicando questo metodo, l'investimento sotto valutazione conviene se VAN > 0 ovvero se $F_A > I$.

Consideriamo un investimento impiantistico attuale di $500 \cdot 10^3$ euro, cui conseguono i flussi netti di cassa futuri indicati nella tab. 6.XII: si sono in sostanza ipotizzati una vita utile dell'impianto di 6 anni ed un suo valore residuo, recuperabile nell'anno successivo, pari a $40 \cdot 10^3$ euro; adottando, sempre a titolo esemplificativo, un tasso di attualizzazione pari al 12% annuo, si ottiene un valore totale dei flussi di cassa futuri pari a $540{,}7 \cdot 10^3$ euro; dunque,

$$VAN \text{ o } NPV = F_A - I = 540{,}7 - 500 = 40{,}7 > 0$$

A questo punto, si tratterà solo più di valutare se il profitto di $40{,}7 \cdot 10^3$ € ottenibile in 6 anni dall'investimento di $500 \cdot 10^3$ € in quell'impianto soddisfa o meno l'investitore.

In alternativa, si può assumere quale valore di j la somma del costo del denaro e del profitto che si vorrebbe ricavare dall'investimento sotto esame: in tale caso, è sufficiente che risulti VAN = 0 ovvero $F_A = I$ perché il giudizio di convenienza sia positivo; si deve però tenere conto degli eventuali esborsi per le imposte.

III. Indice di redditività (profitability index)

Anche questo metodo prende in considerazione il flusso netto di cassa attualizzato F_A e l'ammontare dell'investimento I (in valore attuale). Però, anziché la differenza fra i due valori, ne considera il rapporto:

$$IR \text{ o } PI = \frac{\sum_{r=1}^{n} \frac{M_r}{(1+j)^r}}{I} = \frac{F_A}{I} \qquad (6.18)$$

dove, oltre ai simboli già noti, IR sta per indice di redditività (indicato anche con PI = profitability index).

Quanto più il rapporto (6.18) è maggiore di 1, tanto più l'investi-

Tabella 6.XII – Flussi netti di cassa conseguenti ad un investimento attuale di $500 \cdot 10^3$ euro e relative attualizzazioni ad un tasso annuo del 12% (importi in 10^3 euro).

Anni	Flussi di cassa	Valori attuali
1	70	62.5
2	95	75.7
3	115	81.5
4	140	89.0
5	180	102.1
6	220	111.5
7	40	18.1
	Totale	540.7

mento è conveniente, mentre per valori minori di 1, la redditività dell'investimento non soddisfa la condizione imposta.

Com'è facile rilevare, l'indice di redditività – noto anche come indice di convenienza – fornisce una misura relativa della redditività di un investimento: evidenzia cioè la redditività dell'unità monetaria investita, mentre il discounted cash-flow fornisce una misura assoluta della redditività.

Proviamo a mettere in evidenza le differenti indicazioni fornite da questi due criteri di valutazione. Si supponga che debbano essere valutate quattro opportunità di investimento in altrettanti impianti industriali dello stesso settore produttivo; ipotizziamo inoltre che tutte le soluzioni siano attuabili in quanto il capitale disponibile è pari alla alternativa più costosa (10 milioni di euro). La tab. 6.XIII raccoglie gli elementi caratterizzanti le quattro possibilità (individuate con le lettere A-B-C-D) e cioè: gli investimenti richiesti da ogni progetto; i valori attuali dei flussi netti di cassa futuri (cioè alla vita attiva dei quattro impianti e valutati con un prestabilito tasso di attualizzazione); i valori attuali netti e gli indici di redditività. Come si può rilevare, la classificazione della validità dell'investimento varia a seconda che ci si riferisce ad un indice oppure all'altro; infatti, in base al NPV è preferibile il progetto D; in base al PI conviene il progetto A.

A questo punto si deve tenere conto dell'impegno di capitale richiesto dalle due soluzioni, ossia $2 \cdot 10^6$ euro per quello individuato con la lettera A e $10 \cdot 10^6$ euro per il progetto D.

IV. Tasso interno di redditività (internal rate of return IRR)

Questo metodo – detto anche tasso o indice di rendimento interno – prevede l'individuazione del tasso di attualizzazione j_0 al quale corrisponde l'eguaglianza fra il valore attuale dei flussi netti di cassa futuri e l'ammontare (anch'esso in valore attuale) degli investimenti:

$$\sum_{r=1}^{n} \frac{M_r}{(1+j_0)^r} = I \qquad (6.19)$$

In altri termini, questo metodo considera l'investimento in un impianto alla stregua di un prestito fatto all'impianto stesso, il quale restituirà quel prestito, durante la sua vita attiva, con una serie di pagamenti annuali (pari alla differenza fra entrate ed uscite monetarie) assimilabili alle rate di rimborso di un mutuo: proprio per questa ragione il tasso è detto "interno" ossia intrinseco al progetto.

Tabella 6.XIII – Valutazione dei valori attuali netti NPV e degli indici di redditività PI di quattro progetti impiantistici, noti i relativi costi di investimento ed i futuri flussi netti di cassa attualizzati (importi in 10^6 euro).

Progetto	Investimento	Valore attuale flussi di cassa futuri	NPV	PI
A	2	4,0	2,0	2,0
B	3	5,25	2,25	1,7
C	5	7,5	2,5	1,5
D	10	13	3,0	1,3

Il tasso di redditività j_0 è direttamente confrontabile con il costo del denaro i e deve necessariamente risultare $j_0 > i$ affinché l'investimento risulti conveniente; la differenza positiva misura il profitto dell'investimento ed è in base a tale valore che si può giudicare la convenienza o meno dell'investimento stesso. In particolare, se si considerano investimenti alternativi, risulterà preferibile – a parità di altre condizioni – quello caratterizzato dal più alto valore di j_0.

Il valore del tasso di rendimento interno si trova per iterazioni successive, come esemplificato nella tab. 6.XIV, nella quale sono riportati due soli tentativi: il primo assumendo un $j_0 = 15\%$, il secondo per $j_0 = 14\%$. Dall'esempio si rileva che l'IRR dell'investimento considerato è compreso fra il 14 ed il 15%, essendo peraltro molto vicino al 15%.

I metodi sopra citati considerano i flussi di cassa futuri a moneta costante; trascurano cioè ogni influenza inflazionistica. E se è vero che l'inflazione incide in misura uguale sugli incassi e sugli esborsi, ciò non toglie che la stessa provochi una variazione dei relativi flussi netti.

Alcuni Autori, pertanto, preferiscono calcolare i flussi di cassa a moneta corrente, assumendo un tasso annuo di inflazione pari al tasso di interesse che si pagherebbe per ottenere sul mercato finanziario il capitale occorrente: tasso di interesse che risulta tanto maggiore quanto più è elevato il previsto tasso di inflazione futuro.

A prescindere dai rischi che in ogni caso si corrono nell'assumere un tasso di inflazione presuntivo, soggetto quindi ad influenze imprevedibili, si precisa quanto segue:
- in condizioni inflazionistiche, gli investimenti risultano via via più convenienti per valori decrescenti del tasso di attualizzazione;
- i metodi richiamati, basati su calcoli a moneta costante, sono comunque adatti per valutare la redditività dell'investimento ossia la sua capacità di generare reddito; tale capacità non è, infatti, influenzata dall'inflazione, che pertanto è lecito considerare nulla.

Tabella 6.XIV – Valutazione per tentativi del tasso interno di redditività di un investimento impiantistico pari a $1.100 \cdot 10^3$ euro, cui conseguono cinque flussi netti di cassa annuali, anch'essi espressi in migliaia di euro.

Anni	Flussi di cassa	j = 15%	Valore attuale dei flussi di cassa	j =14%	Valore attuale dei flussi di cassa
0	(1100)	1,0000	(1100)	1,0000	(1100)
1	500	0,8696	434,8	0,8772	438,6
2	400	0,7561	302,4	0,7695	307,8
3	300	0,6575	197,3	0,6750	202,5
4	200	0,5718	114,4	0,5921	118,4
5	100	0,4972	49,7	0,5194	51,9
	Net present value		−1,4		+19,2

6.10. GESTIONE ECONOMICO-FINANZIARIA DI UN PROGETTO DI INVESTIMENTO

Come già detto, l'analisi economico-finanziaria dell'investimento in un progetto si concretizza con l'individuazione dei costi e dei ricavi connessi alla realizzazione dell'iniziativa e verificando se il progetto genera utili o perdite. Tale analisi evidenzia sia i fabbisogni finanziari del progetto, sia i proventi e gli oneri connessi al flusso degli incassi e dei pagamenti.

Il controllo dei costi rappresenta un'esigenza essenziale nella vita di un progetto, in quanto consente una sistematica verifica economica dei risultati ottenuti con le attività programmate. In tale ottica:
- si confrontano periodicamente gli avanzamenti fisici e temporali, nonché quelli economici, calcolati – di regola – con il metodo *cost to cost* (costi sostenuti/costi totali);
- tutti i costi sostenuti vengono costantemente confrontati con le previsioni, individuando gli scostamenti relativi ai vari componenti in cui è stato scomposto il progetto; la stessa logica viene adottata per il controllo dei costi ancora da sostenere.

L'analisi dei costi e dei risultati di un investimento viene attuata attraverso specifiche configurazioni, schematizzate in tab. 6.XV.

Tabella 6.XV – Analisi costi e risultati reddituali di un investimento.

CONFIGURAZIONE COSTI		CONFIGURAZIONE RISULTATI	
		Ricavi	1500–
Costi esterni diretti	900	Costi esterni diretti	900=
		Valore aggiunto	600–
Costi interni diretti	350	Costi interni diretti	350=
Costi diretti totali	1250	*Margine di contribuzione*	250–
Costi interni indiretti	150	Costi interni indiretti	150=
Costi totali	**1400**	**Risultato operativo**	**100**

Tale configurazione evidenzia i costi esterni ed i costi interni (diretti ed indiretti), ai quali corrispondono diverse responsabilità attribuibili al gestore del progetto (*project manager*). Quest'ultimo, infatti, può essere:
- responsabile dei soli costi esterni, cioè dei costi sostenuti a fronte di *fattori produttivi* non disponibili all'interno dell'azienda (personale, macchinari, materiali, servizi): costi che si concretizzano in presenza di un progetto;
- responsabile sia dei costi esterni che dei costi interni diretti, intendendo per interni diretti i costi afferenti a fattori produttivi presenti nella struttura aziendale e che sono effettivamente impegnati sul progetto;
- responsabile di tutti i costi operativi del progetto, sia interni che esterni: in questo caso si attribuisce al progetto anche il costo dei fattori produttivi della struttura aziendale che non operano direttamente sul progetto (amministrazione, direzione, organizzazione, elaborazione dati, ecc.); questi ultimi costi, definiti "interni indiretti", sono sovente attribuiti al progetto in base allo stesso parametro utilizzato per la determinazione dei costi interni diretti (ad esempio, le ore dirette lavorate dal personale interno sui progetti).

La suddivisione dei costi in esterni, interni diretti e interni indiretti, consente di

ottenere diverse configurazioni reddituali e precisamente: *valore aggiunto, margine di contribuzione, risultato operativo.*

Il valore aggiunto si ottiene sottraendo dai ricavi i costi esterni. Deducendo dal valore aggiunto i costi interni diretti, si perviene al margine di contribuzione. Il risultato operativo – che rappresenta l'utile o la perdita del progetto – è ottenuto sottraendo dal margine di contribuzione i costi interni indiretti.

Allorché il capo progetto viene chiamato a rispondere non solo dei costi, ma anche dei risultati economici del progetto, egli diventa responsabile sia dei costi che dei ricavi, fino al punto di definire direttamente con il cliente il prezzo delle eventuali varianti contrattuali.

Uno degli aspetti fondamentali della gestione economica di un progetto è il controllo dei costi e dei risultati reddituali durante le varie fasi realizzative. Pertanto, il responsabile della gestione deve costantemente controllare lo stato di avanzamento del progetto, giustificando gli scostamenti relativi sia ai singoli periodi consuntivati, sia rispetto alle previsioni a finire.

I principali motivi di scostamento sono conseguenti a:

- prezzi unitari più alti a parità di quantità impiegate;
- maggiori fabbisogni o quantità rispetto al previsto;
- modifiche tecniche resesi necessarie;
- errate previsioni di costi.

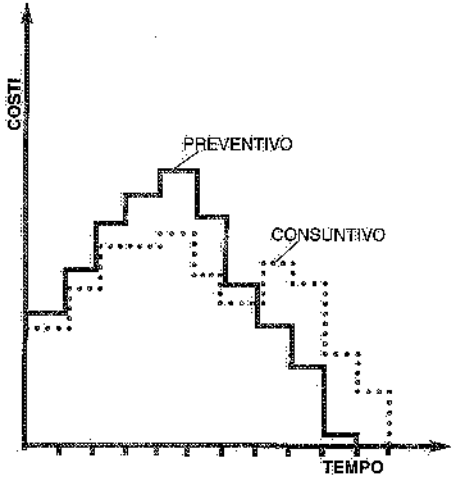


Fig. 6.4 – Previsione e andamento reale dei costi per la costruzione di un impianto.

Di solito, il project manager evidenzia l'andamento economico del progetto a lui affidato mediante diagrammi di facile interpretazione. La fig. 6.4 esemplifica l'andamento dei costi relativi alla realizzazione di un impianto (si è supposto che – nel caso specifico – alla fine dei lavori le cose non siano andate troppo bene!). A sua volta, la fig. 6.5 si riferisce ad un controllo effettuato ad una certa data dall'avvio di una commessa. Il diagramma evidenzia tre possibili situazioni. La prima (individuata dalla lettera A) consente di affermare che i costi sostenuti coincidono con le previsioni iniziali. La seconda situazione (punto B) dimostrerebbe che fino a quella data si è speso meno del preventivato; però, si deve verificare se i lavori sono stati portati avanti secondo il programma previsto; se così non fosse, vorrebbe dire che i lavori sono in ritardo. La terza suddivisione (punto C) evidenzia un maggior costo rispetto al preventivo; e allora si deve controllare se ciò è dovuto ad aumenti dei costi delle forniture e/o della manodopera oppure a un anticipato avanzamento dei lavori rispetto alle previsioni (cui conseguono i maggiori costi sostenuti). In tutti i casi, onde evitare l'evenienza che a fine commessa il costo risulti superiore alle previsioni, il capo progetto deve costantemente monitorare i tempi ed i costi delle opere ancora da eseguire.

Oltre alla responsabilità di tipo gestionale sugli aspetti economici (costi e risultati reddituali), sussiste anche quella finanziaria, consistente nel garantire che i flussi monetari previsti si concretizzino.

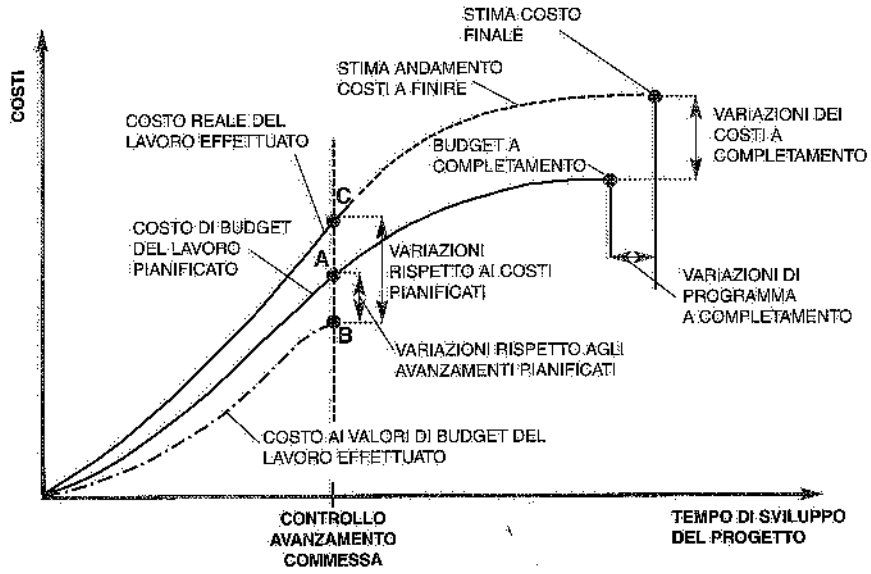


Fig. 6.5 – Con riferimento ai costi preventivati all'inizio dei lavori, in occasione di un controllo durante la realizzazione dell'opera si possono riscontrare diverse situazioni.

Si evidenzia che nella realizzazione di un progetto occorre programmare correttamente i tempi sia degli incassi che dei pagamenti: tempi che possono anche non coincidere con la maturazione dei ricavi ed il sostenimento dei costi. Pertanto, il responsabile del progetto deve giustificare anche gli scostamenti dei flussi monetari, motivando le ragioni del mancato rispetto dei tempi di pagamento e di incasso.

6.11. LA CREAZIONE DEL VALORE

Con l'espressione *creazione di valore* si individua un approccio manageriale finalizzato a orientare la gestione di una impresa, e quindi dei singoli investimenti, verso il raggiungimento di *valore economico per gli azionisti*.

In tale ottica, viene richiesto al management aziendale un obiettivo di redditività minima dei progetti di investimento, strettamente connesso alla valutazione del rischio che gli azionisti attribuiscono all'impiego delle loro risorse finanziarie.

Pertanto, gestire per creare valore significa pilotare l'impresa e i singoli investimenti in modo che la redditività sia costantemente superiore al costo del capitale investito: tale costo comprende il rendimento minimo assicurato da investimenti privi di rischi, maggiorato di un "premio" atto a coprire i rischi connessi al tipo di investimento, al rischio Paese (ossia al mercato in cui opera l'azienda), alla posizione dell'azienda sul mercato (*leader* o comprimario).

Più in generale, si può affermare che la redditività di un investimento è positiva solo se ripaga il rischio dell'investimento. Un rischio molto basso può rendere accettabile redditività modeste; un alto rischio può far ritenere insoddisfacente redditività molto elevate. Ad esempio:

	IPOTESI A	IPOTESI B
– ammontare dell'investimento (euro):	1000	1000
costo del capitale occorrente:		
– in percentuale	6%	20%
– in euro	60	200
redditività prevista:		
– in percentuale	8%	16%
– in euro	80	160
VALORE GENERATO (+) / DISTRUTTO (–)	+ **20** (80-60)	– **40** (160-200)

Nell'ipotesi A si è creato valore pur in presenza di una redditività modesta (8%). Nell'ipotesi B si è distrutto valore anche con una redditività doppia rispetto alla precedente (16%).

L'entità del valore da generare è quindi funzione del costo del capitale investito. Tale costo può comprendere: il rendimento minimo offerto per investimenti senza rischio maggiorato di:

- un premio per il rischio connesso all'investimento;
- un premio per il rischio Paese;
- un premio per il rischio dovuto alla posizione dell'azienda sul mercato (leader o comprimario).

6.12. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *La teoria e la pratica dei costi industriali*, Editrice Torinese, Unione Tipografica.
V. Zignoli, *Costi e valutazioni industriali*, Torino, UTET.
V. Zignoli, *Vedemecum dell'ingegnere*, Torino, UTET.
J.M. Moore, *Plant Layout and Design*, New York, Macmillan Company.
Jr. Ph. D.F. Ayres, *Theory and problems of mathematics of finance*, Schaum Publishing Co.
C. Amprimo, *Lezioni di economia*, ANIMP, Milano.

7. Elementi di programmazione lineare

7.1. GENERALITÀ

La programmazione lineare è una tecnica matematica per la ricerca della soluzione ottima fra più soluzioni possibili. In altre parole, si tratta di un particolare metodo di calcolo per la ricerca di un massimo (o di un minimo) vincolato, mediante l'applicazione di particolari metodi di calcolo.

Anticipando sinteticamente quanto si dirà nelle pagine seguenti, l'applicazione della programmazione lineare consiste in:

1) impostazione di un problema di massimo o di minimo (la cui determinazione costituisce lo scopo dell'applicazione del metodo) sotto forma di una espressione lineare;
2) precisazione di un certo numero di vincoli espressi da una serie di equazioni lineari. Nel campo del plant layout, la programmazione lineare può essere applicata per risolvere numerosi problemi, fra i quali ricordiamo:

- la valutazione dei costi di trasporto relativi a diverse dislocazioni di macchinari, impianti, reparti o stabilimenti;
- la determinazione delle dislocazioni più convenienti dei materiali in un magazzino (generalmente di prodotti finiti);
- la individuazione dei percorsi più convenienti per i mezzi di trasporto dei materiali.

7.2. DEFINIZIONI E SIMBOLI

Termini e simboli (1) frequentemente adottati nel campo della programmazione lineare:

Disponibilità o risorse disponibili = ore lavorative, macchine, materie prime, mezzi di trasporto, ecc. La quantità di una risorsa si indica con i simboli D o b.

(1) Ovviamente i simboli possono essere variati a piacere (e così pure gli indici, di cui si dirà tra poco), dal momento che il loro impiego ha il solo scopo di abbreviare il linguaggio ordinario e consentire la formulazione dei problemi allo studio.

Impieghi = pezzi prodotti, servizi, trasporti, ecc.: costituiscono la destinazione delle risorse disponibili e quindi le assorbono. La quantità di un impiego è di solito indicata con i simboli x o λ.

Risorse e impieghi si esprimono nelle unità di misura più opportune.

Assorbimento unitario (o *coefficiente di assorbimento*) = quantità di una risorsa assorbita da una unità di impiego (esempio: se la risorsa è una macchina e la sua disponibilità si misura in ore lavorative al giorno, mentre l'impiego è la produzione ottenuta dalla macchina e la sua unità di misura è espressa in numero di pezzi al giorno, il coefficiente di assorbimento si esprime in ore necessarie per ottenere un pezzo). Si usa in genere il simbolo a.

Profitto unitario = vantaggio o svantaggio unitario attribuibile ad un impiego unitario. Esempio: profitto di una risorsa-macchina espresso in euro/giorno diviso per la produzione della risorsa espressa in pezzi/giorno:

$$\frac{\text{euro/giorno}}{\text{pezzi/giorno}} = \frac{\text{euro}}{\text{pezzo}}$$

I simboli più spesso adottati per indicare il profitto unitario sono p o c.

Condizioni per l'applicazione della programmazione lineare:

- che fra impieghi e risorse vi sia proporzionalità (se l'impiego x raddoppia, anche la risorsa assorbita raddoppia);
- che gli assorbimenti unitari rimangano costanti (se per produrre 100 pezzi su una macchina, occorrono 5 minuti, per produrne 300 dello stesso tipo occorrono 15 minuti);
- che il profitto unitario rimanga costante (se raddoppia la vendita di un prodotto, raddoppia il profitto).

Di solito, le risorse sono contrassegnate da un indice generico i costituito da numeri interi positivi (i = 1, 2, 3, ... m), mentre gli impieghi sono individuati da un indice j, ancora costituito da numeri interi positivi (j = 1, 2, 3, ... n). Così, in generale, la quantità della risorsa disponibile i sarà indicata con D_i, mentre x_{ij} indicherà la quantità della risorsa i assorbita dall'impiego j. Analogamente per quanto riguarda i coefficienti di assorbimento e di profitto, si potrà scrivere a_{ij} (coefficiente di assorbimento relativo alla risorsa i ed all'impiego j) e p_{ij} (profitto unitario realizzabile destinando la risorsa i all'impiego j).

Conseguentemente, sarà sempre possibile elaborare tabelle come le 7.I, 7.II e 7.III.

Tabella 7.I – Assorbimenti unitari.

Risorse \ Impieghi	1	2	3	...	j	...	...	n	Quantità disponibili delle risorse
1	a_{11}	a_{12}	a_{13}	...	a_{1j}	...	...	a_{1n}	D_1
2	a_{21}	a_{22}	a_{23}	...	a_{2j}	...	...	a_{2n}	D_2
3	a_{31}	a_{32}	a_{33}	...	a_{3j}	...	...	a_{3n}	D_3
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
i	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	...	a_{ij}	...	...	a_{in}	D_i
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
m	a_{m1}	a_{m2}	a_{m3}	...	a_{mj}	...	...	a_{mn}	D_m

Tabella 7.II – Profitti unitari.

Risorse \ Impieghi	1	2	3	...	j	...	...	n	Quantità disponibili delle risorse
1	p_{11}	p_{12}	p_{13}	...	p_{1j}	...	...	p_{1n}	D_1
2	p_{21}	p_{22}	p_{23}	...	p_{2j}	...	...	p_{2n}	D_2
3	p_{31}	p_{32}	p_{33}	...	p_{3j}	...	...	p_{3n}	D_3
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
i	p_{i1}	p_{i2}	p_{i3}	...	p_{ij}	...	...	p_{in}	D_i
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
m	p_{m1}	p_{m2}	p_{m3}	...	p_{mj}	...	...	p_{mn}	D_m

Tabella 7.III – Impieghi.

Risorse \ Impieghi	1	2	3	...	j	...	...	n	Quantità disponibili delle risorse
1	x_{11}	x_{12}	x_{13}	...	x_{1j}	...	...	x_{1n}	D_1
2	x_{21}	x_{22}	x_{23}	...	x_{2j}	...	...	x_{2n}	D_2
3	x_{31}	x_{32}	x_{33}	...	x_{3j}	...	...	x_{3n}	D_3
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
i	x_{i1}	x_{i2}	x_{i3}	...	x_{ij}	...	...	x_{in}	D_i
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
m	x_{m1}	x_{m2}	x_{m3}	...	x_{mj}	...	...	x_{mn}	D_m

7.3. IMPOSTAZIONE DEL PROBLEMA

Le condizioni sopra precisate, i simboli introdotti e le tabelle all'uopo approntate, consentono di impostare matematicamente i problemi di programmazione lineare.

Infatti, l'espressione (lineare) di cui si ricerca il massimo (o il minimo) sarà, nel caso più generale, la seguente:

$$\begin{cases} p_{11}x_{11} + p_{12}x_{12} + \ldots + p_{1j}x_{1j} + \ldots p_{1n}x_{1n} + \\ + p_{21}x_{21} + p_{22}x_{22} + \ldots + p_{2j}x_{2j} + \ldots + p_{2n}x_{2n} + \\ + p_{31}x_{31} + p_{32}x_{32} + \ldots + p_{ij}x_{ij} + \ldots + p_{mn}x_{mn} \end{cases}$$

ovvero:

$$\sum_{i=1}^{m}\sum_{j=1}^{n} p_{ij}x_{ij} \tag{7.1}$$

mentre le condizioni alle quali gli impieghi sono vincolati dalle quantità di risorse disponibili, sono espresse dalle seguenti disuguaglianze:

$$\begin{cases} a_{11}x_{11} + a_{12}x_{12} + \dots + a_{1j}x_{1j} + \dots + a_{1n}x_{1n} \leqslant D_1 \\ a_{21}x_{21} + a_{22}x_{22} + \dots + a_{2j}x_{2j} + \dots + a_{2n}x_{2n} \leqslant D_2 \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ a_{i1}x_{i1} + a_{i2}x_{i2} + \dots + a_{ij}x_{ij} + \dots + a_{in}x_{in} \leqslant D_i \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ a_{m1}x_{m1} + a_{m2}x_{m2} + \dots + a_{mj}x_{mj} + \dots + a_{mn}x_{mn} \leqslant D_m \end{cases}$$

ovvero, più concisamente:

$$\sum_{j=1}^{n} a_{ij}x_{ij} \leqslant D_i \tag{7.2}$$

Inoltre, se gli impieghi sono anche vincolati da altre condizioni (ad esempio, dovute al mercato), si dovrà tener conto di un'altra serie di condizioni del tipo

$$\begin{cases} f_{11}x_{11} + f_{12}x_{12} + \dots + f_{1j}x_{1j} + \dots + f_{1n}x_{1n} \gtrless F_1 \\ f_{21}x_{21} + f_{22}x_{22} + \dots + f_{2j}x_{2j} + \dots + f_{2n}x_{2n} \gtrless F_2 \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ f_{y1}x_{y1} + f_{y2}x_{y2} + \dots + f_{yj}f_{yj} + \dots + f_{yn}x_{yn} \gtrless F_y \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ f_{r1}x_{r1} + f_{r2}x_{r2} + \dots + f_{rj}x_{rj} + \dots + f_{rn}x_{rn} \gtrless F_r \end{cases}$$

ovvero:

$$\sum_{j=1}^{n} f_{yj}x_{yj} \gtrless F_y \tag{7.3}$$

dove gli f_{yj} sono dei coefficienti (costanti, come gli a_{ij} ed i p_{ij}) e gli F_y rappresentano il limite superiore o inferiore degli impieghi (esprimono vincoli per gli impieghi x_{yj}, derivanti da condizioni di mercato, dalla disponibilità di risorse produttive e così via).

Infine, dovrà essere:

$$\begin{cases} x_{11} \geqslant 0 \\ x_{12} \geqslant 0 \\ \dots\dots\dots \\ x_{ij} \geqslant 0 \\ \dots\dots\dots \\ x_{mn} \geqslant 0 \end{cases}$$

ossia:

$$x_{ij} \geqslant 0 \tag{7.4}$$

ESEMPIO di impostazione matematica di un problema di programmazione lineare: nelle località A-B-D-E-F-G viene ogni giorno effettuato il carico di un numero noto di carri ferroviari; tali carri vengono poi spediti nelle località di scarico A-B-C-D.

I carri ferroviari sono tutti uguali ed i percorsi fra le varie località obbligati. Il problema consiste nell'assicurare, alle stazioni di partenza, i carri ferroviari occorrenti per le operazioni di scarico, mediante una serie di trasferimenti dalle stazioni in cui si effettua lo scarico a quelle in cui si effettua il carico, realizzando la massima economia, vale a dire la minima lunghezza dei percorsi o il minimo tempo di percorrenza (al quale appunto ci riferiremo).

Risorse: numero di carri ferroviari vuoti disponibili nelle località di scarico:

risorsa i	località	n° max di carri vuoti
1	A	$D_1 = 15$
2	B	$D_2 = 27$
3	C	$D_3 = 18$
4	D	$D_4 = 3$
		$\Sigma D_i = 63$

Impieghi: numero di carri ferroviari vuoti occorrenti nelle località di carico A-B-D-E-F-G:

impiego j	località	fabbisogno di carri vuoti
1	A	$I_1 = 7$
2	B	$I_2 = 14$
3	D	$I_3 = 20$
4	E	$I_4 = 7$
5	F	$I_5 = 12$
6	G	$I_6 = 3$
		$\Sigma I_j = 63$

Indichiamo con x_{ij} il numero di carri ferroviari vuoti da trasportare da i a j; in altre parole, x_{ij} rappresenta il quantitativo della risorsa i che si deve mettere a disposizione dell'impiego j. Essendo m = 4 e n = 6, il numero di variabili incognite x_{ij} sarà pari a 24.

Coefficienti di assorbimento: per definizione $a_{ij} = 1$

Profitti unitari: ad x_{ij} corrisponda un profitto unitario p_{ij}, che supporremo esprima il tempo occorrente per trasferire un carro ferroviario vuoto dalla località di scarico i alla località di carico j. Si costruisca allora la tab. 7.IV (i numeri riportati esprimono dei tempi di percorrenza).

Tabella 7.IV – Profitti unitari.

Località di scarico i \ Località di carico j	1 (A)	2 (B)	3 (D)	4 (E)	5 (F)	6 (G)	Quantità disponibile delle risorse
1 (A)	$p_{11} = 0$	$p_{12} = -24$	$p_{13} = -33$	$p_{14} = -12$	$p_{15} = -10$	$p_{16} = -45$	$D_1 = 15$
2 (B)	$p_{21} = -24$	$p_{22} = 0$	$p_{23} = -25$	$p_{24} = -26$	$p_{25} = -30$	$p_{26} = -26$	$D_2 = 27$
3 (C)	$p_{31} = -19$	$p_{32} = -22$	$p_{33} = -23$	$p_{34} = -23$	$p_{35} = -20$	$p_{36} = -50$	$D_3 = 18$
4 (D)	$p_{41} = -33$	$p_{42} = -25$	$p_{43} = 0$	$p_{44} = -20$	$p_{45} = -27$	$p_{46} = -18$	$D_4 = 3$
	$I_1 = 7$	$I_2 = 14$	$I_3 = 20$	$I_4 = 7$	$I_5 = 12$	$I_6 = 3$	

Si noti, com'è ovvio

$$p_{11} = p_{22} = p_{43} = 0$$

$$p_{12} = p_{21} = -24$$

$$p_{41} = p_{13} = -33$$

Inoltre, il segno – sta ad indicare che quanto più lunghi sono i percorsi tanto più svantaggiosi sono i trasferimenti dei carri ferroviari.

Espressione da ottimizzare:

$$\sum_{i=1}^{m} \sum_{j=1}^{n} p_{ij} x_{ij}$$

Vincoli alla ottimizzazione:

$$\sum_{j=1}^{n} a_{ij} x_{ij} = \sum_{j=1}^{n} x_{ij} \leqslant D_i$$

$$\sum_{i=1}^{m} x_{ij} = F_j$$

ossia la somma di tutti i carri ferroviari provenienti dalle varie stazioni di scarico i alla stazione di carico j deve essere uguale al fabbisogno di vagoni nella stazione di carico j;

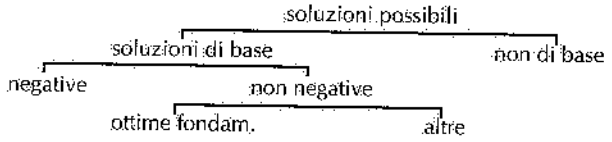
$$x_{ij} \geqslant 0 \quad \text{(e intero)}.$$

7.4. RISOLUZIONE DEL PROBLEMA

Per risolvere un problema di programmazione lineare occorre anzitutto trasformare in equazioni lineari tutte le disuguaglianze costituenti i vincoli (il che si ottiene introducendo delle variabili ausiliarie); così facendo la soluzione del problema viene ricondotta alla ricerca dei valori che soddisfano un sistema di equazioni lineari fra loro compatibili ed indipendenti.

Se, come avviene in questi casi, il numero di equazioni di vincolo risulta inferiore al numero di variabili, il sistema ammette più soluzioni. A noi interessano quei valori delle variabili che: soddisfano tale sistema, non sono negative (2) e rendono massima l'espressione da massimizzare (o, se del caso, la minimizzano).

Ora, è nota la classificazione che si può fare delle possibili soluzioni di un sistema di equazioni lineari vincolanti la funzione da ottimizzare:



Vale a dire, le soluzioni ottime fondamentali sono sempre delle *soluzioni di base* non negative, ossia soluzioni caratterizzate dal fatto che:

(2) Si ricordi che una soluzione è negativa se anche una sola variabile risulta minore di zero.

– il numero di variabili positive risulta minore o uguale al numero di equazioni di vincolo indipendenti;
– tutte le altre variabili sono nulle.

Si fa ancora distinzione fra soluzioni di base *non degenerate* e soluzioni di base *degenerate*: sono del primo tipo le soluzioni aventi un numero di variabili positive esattamente uguale al numero di equazioni di vincolo; sono invece soluzioni di base degenerate quelle con un numero di variabili positive inferiore al numero di equazioni di vincolo.

Ad ogni modo, la considerazione più interessante che deriva dalla classificazione sopra riportata è la seguente: non occorre trovare tutte le possibili soluzioni del sistema (per poi individuare fra le stesse quali sono le soluzioni ottime fondamentali); è invece possibile identificare le soluzioni ottime fondamentali, esaminando al massimo $\binom{N}{M}$ possibilità (N = numero di variabili e M = numero di equazioni di vincolo indipendenti) costituite da soluzioni di base.

Uno dei procedimenti più adottati per la risoluzione dei problemi di programmazione lineare è quello noto come *metodo del simplesso (o di Dantzig)*. Tale metodo consiste nel determinare anzitutto una soluzione base, modificandola poi opportunamente per formare altre soluzioni di base fino a trovare la soluzione o le soluzioni più convenienti del sistema. Il procedimento consente anche di verificare se le soluzioni successive trovate sono ottime oppure no; e se non sono ottime indica quali variabili conviene sostituire per pervenire più rapidamente alla soluzione finale.

Si riporta un'applicazione del metodo del simplesso al caso, in verità assai semplice, in cui la funzione da massimizzare è espressa dalla

$$p_1 x_1 + p_2 x_2 + p_3 x_3 + p_4 x_4$$

mentre le condizioni di vincolo sono

$$\begin{cases} a_{11} x_1 + a_{12} x_2 + a_{13} x_3 + a_{14} x_4 = D_1 \\ a_{21} x_1 + a_{22} x_2 + a_{23} x_3 + a_{24} x_4 = D_2 \\ x_1, x_2, x_3, x_4 \geqslant 0 \end{cases}$$

Poiché le variabili dipendenti sono in numero pari alle equazioni, ne deriva che delle quattro variabili che intervengono nel problema, due sono indipendenti (diciamo x_1 e x_2) e due dipendenti (x_3 e x_4).

Allora, si imponga

$$x_1 = x_2 = 0$$

Di conseguenza risulterà (prima soluzione di base):

$$x_3 = x'_3 \ (\geqslant 0)$$

$$x_4 = x'_4 \ (\geqslant 0)$$

Adesso si attivi una delle due variabili indipendenti, cominciando ad esempio dalla prima:

$$x_1 = 1$$

$$x_2 = 0$$

Si troverà:

$$x_3 = x'_3 \pm y'_{31}$$

$$x_4 = x'_4 \pm y'_{41}$$

(y_{ij} rappresenta la variazione subìta dalla variabile dipendente x_i per ogni unità di aumento della variabile indipendente x_j, prima nulla). Corrispondentemente il vantaggio o profitto totale subisce una variazione uguale a

$$p_1 + p_3\, y'_{31} + p_4\, y'_{41}$$

A seconda che tale somma è $\gtrless 0$ conviene, è indifferente o non conviene attivare la variabile indipendente x_i.

Poniamo ora

$$x_1 = 0$$
$$x_2 = 1$$

si troverà

$$x_3 = x'_3 \pm y'_{32}$$
$$x_4 = x'_3 \pm y'_{42}$$

per cui la variazione del profitto risulta

$$p_2 + p_3\, y'_{32} + p_4\, y'_{42}$$

È possibile riconoscere quale delle due variabili indipendenti conviene di più attivare (evidentemente quella cui corrisponde il massimo vantaggio totale); ad essa si darà il valore più alto possibile. Supponiamo che la variabile indipendente che risulta più conveniente attivare sia la x_2. Allora, se il suo massimo valore è x''_2 (essendo sempre $x_1 = 0$), si potranno calcolare i corrispondenti valori di x_3 e x_4: perché la nuova soluzione sia nuovamente di base, almeno una delle due variabili x_3 e x_4 deve essere uguale a zero.

Adesso si cambiano le variabili indipendenti e si assumono, ad esempio, come tali, la x_1 e la x_4, annullandole. Si rileva quale delle due conviene attivare seguendo lo stesso procedimento sopra indicato, e le si attribuisce il più elevato valore possibile. In definitiva, si perviene ad una seconda quaterna di valori per le quattro variabili x_1, x_2, x_3, x_4. Analogamente per le rimanenti possibili coppie di variabili indipendenti.

In pratica, i calcoli si semplificano perché, nelle equazioni di vincolo, alcuni tassi di assorbimento a_{ij} sono nulli oppure unitari; e ancora, in alcune equazioni possono mancare delle variabili; inoltre, si ricorre ad alcuni espedienti che consentono di condurre più rapidamente i calcoli. Questi ultimi si eseguono elaborando apposite tavole (note come *tavole del simplesso*) le quali facilitano il passaggio da una soluzione all'altra. Si compila una tavola per ogni soluzione di base.

7.5. METODO DEI TRASPORTI O DI HITCHCOCK

La soluzione di un problema di programmazione lineare risulta più facile allorquando:

- i coefficienti di assorbimento sono tutti unitari o, in parte, nulli;
- le equazioni di vincolo sono costituite dalla somma delle variabili di ciascuna riga e di ciascuna colonna della tabella delle variabili (tab. 7.V); conseguentemente, deve essere

$$\sum_{i=1}^{m} D_i = \sum_{j=1}^{n} I_j$$

Tabella 7.V – Tavola degli impieghi nel caso del problema di Hitchcock.

Risorse \ Impieghi	1	2	3	...	j	...	...	n	Quantità disponibili delle risorse
1	x_{11}	x_{12}	x_{13}	...	x_{1j}	...	...	x_{1n}	D_1
2	x_{21}	x_{22}	x_{23}	...	x_{2j}	...	...	x_{2n}	D_2
3	x_{31}	x_{32}	x_{33}	...	x_{3j}	...	...	x_{3n}	D_3
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
i	x_{i1}	x_{i2}	x_{i3}	...	x_{ij}	...	...	x_{in}	D_i
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
m	x_{m1}	x_{m2}	x_{m3}	...	x_{mj}	...	...	x_{mn}	D_m
	I_1	I_2	I_3	...	I_j	...	...	I_n	

ed inoltre una qualsiasi delle equazioni di vincolo è dipendente dalle altre (3).

È il caso tipico del cosiddetto *problema di Hitchcock o dei trasporti* (4).

Anche qui si ricerca anzitutto una soluzione di base iniziale; ma tale ricerca è facilitata da numerose regole pratiche, fra le quali ricordiamo le seguenti:

- *regola dell'angolo di nord-ovest;*
- *metodo VAM* (o di Vogel).

La prima (5) prevede la seguente procedura: si compila una tabella delle variabili assegnando ad x_{11} il minimo fra i valori D_1 e I_1. Se si pone $x_{11} = D_1$, allora tutte le altre x_{1j} devono essere nulle, mentre ad x_{21} si assegnerà il valore minimo tra D_2 e $I_1 - D_1$. Se invece $I_1 < D_1$ (e quindi si assume $x_{11} = I_1$), saranno nulle tutte le x_{i1} e a x_{12} si assegnerà il minimo valore fra $D_1 - I_1$ e I_2. E così di seguito, determinando tutte le righe e le colonne della tabella delle variabili. L'ultima riga (o l'ultima colonna) si completano per differenza fra la D_m (o la I_n) e le variabili già determinate. Se il numero totale di variabili positive così trovate è inferiore al numero di equazioni indipendenti, si sceglieranno – a far parte della soluzione di base iniziale – un numero di variabili nulle tale che quelle positive più queste ultime siano complessivamente pari a $m + n - 1$.

La seconda regola consente di trovare subito una soluzione di base ottima o molto vicina alla soluzione ottima, determinando i valori delle variabili in base alla considerazione delle differenze fra i due migliori valori dei profitti unitari sia lungo le righe che lungo le colonne della relativa tabella. In altre parole, si considera la tabella dei profitti unitari, si escludono i profitti più convenienti (in quanto la loro scelta si presterebbe ad interpretazioni contradditorie) e si considerano invece, per ogni riga e per ogni colonna, le differenze fra il profitto unitario più vicino al migliore

(3) Ciò significa che le equazioni indipendenti sono $m + n - 1$ e altrettante sono le variabili ≥ 0 che entrano a far parte delle soluzioni di base.

(4) Tali denominazioni derivano dal fatto che il metodo è stato inizialmente applicato da Hitchcock alla programmazione dei trasporti: in effetti, il metodo si applica oggi a molti altri problemi di plant layout.

(5) La regola è detta dell'angolo nord-ovest perché prende le mosse dalla casella di sinistra in alto nella tavola delle variabili.

e quest'ultimo. Si soddisfano poi gli impieghi in modo tale che il profitto risulti massimo. Per maggior chiarezza, applichiamo tale regola all'esempio dell'organizzazione dei trasporti mediante carri ferroviari già impostato matematicamente nelle pagine precedenti. A tale fine, si riporta la tabella dei profitti unitari (tralasciando, per semplicità, il segno meno davanti ai tempi di percorrenza):

Tabella 7.VI – Profitti unitari.

Località di partenza	Località di destinazione 1	2	3	4	5	6	Disponibilità	
1	0	24	33	12	10	45	15	(10)
2	24	0	25	26	30	26	27	(24)
3	19	22	23	23	20	50	18	(1)
4	33	25	0	20	27	18	3	(18)
	7	14	20	7	12	3	63 Totale	
	(19)	(22)	(23)	(8)	(10)	(8)		

Fabbisogni

Sulla stessa tabella (tab. 7.VI) si sono scritte fra parentesi – per ogni riga e per ogni colonna – le differenze fra il tempo immediatamente superiore al tempo minimo e il tempo minimo stesso: tali differenze forniscono la perdita unitaria cui si va incontro considerando i trasporti immediatamente più lunghi di quelli cui corrisponde il tempo minimo di percorrenza (e quindi anche il costo minimo).

Come si può rilevare, la perdita unitaria massima si ha in corrispondenza della riga 2 (uguale a 24): ciò significa che i carri ferroviari non indirizzati dalla località 2 alla stazione di carico più vicina (la stessa località di partenza 2, nel caso specifico), comportano un costo unitario 24 volte superiore: si dovrà quindi imporre che dalla località 2 passino alla stazione di carico più vicina (la 2) il massimo numero possibile di carri ferroviari: nel caso specifico, 14 (quanti sono necessari per il carico) dei 27 disponibili: la stazione di carico 2 è così servita e non occorre più tenerne conto: le altre variabili della colonna 2 della tab. 7.VI sono pertanto tutte nulle. Si fa un ragionamento analogo per le restanti perdite unitarie (considerando di volta in volta quelle più rilevanti) e si perviene infine alla tab. 7.VII che rappresenta una soluzione di base del problema. La valutazione di tale soluzione e la ricerca di eventuali altre soluzioni migliori, possono essere effettuate con il metodo del simplesso. Però, nel caso specifico del problema dei trasporti, il procedimento è più semplice. Vediamolo.

Tabella 7.VII – Prima soluzione di base.

Località di partenza	Località di destinazione 1	2	3	4	5	6	
1	7	–	–	7	1	–	15
2	–	14	10	–	–	3	27
3	–	–	7	–	11	–	18
4	–	–	7	–	–	–	3
	7	14	20	7	12	3	

I nove valori positivi della tab. 7.VII si riferiscono evidentemente alle variabili dipendenti. Proviamo allora ad attivare una delle variabili indipendenti, ad esempio, poniamo $x_{12} = 1$ e vediamo quali valori assumono di conseguenza le variabili dipendenti e quindi come varia la funzione obiettivo. A tale fine, si riportino nella tabella dei tassi di profitto i valori delle variabili costituenti la soluzione di base iniziale (tab. 7.1) e si applichi la *regola della torre* (6).

Tale regola porta ad individuare un percorso avente inizio e fine nella casella della variabile attivata e caratterizzato da movimenti che:

a) avvengono esclusivamente lungo le righe e le colonne (non in diagonale);
b) cambiano direzione solo in corrispondenza di caselle relative alle variabili della soluzione di base;
c) toccano il minor numero possibile di caselle relative alle variabili della soluzione di base.

Le variabili dipendenti in corrispondenza delle quali il percorso cambia direzione sono quelle che risentono dell'attivazione della variabile indipendente x_{12}: infatti, seguendo il percorso tracciato sulla fig. 7.1 e tenendo presente che l'equazione di vincolo relativa ad ogni riga e ad ogni colonna deve essere in ogni caso soddisfatta, introdotto $x_{12} = 1$ si dovrà ridurre x_{15} di un'unità; conseguentemente la x_{35} aumenterà di 1 e così via.

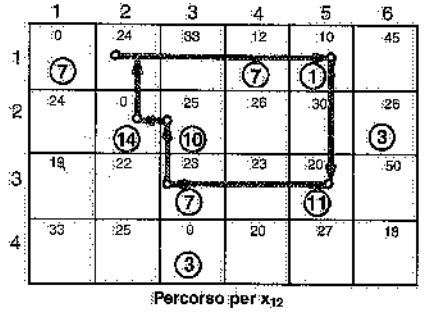


Fig. 7.1 – Esempio di determinazione delle variabili dipendenti i cui valori risultano modificati a seguito di una variazione apportata ad una variabile indipendente (regola della torre).

Riepilogando

x_{12} varia di + 1
x_{15} varia di – 1
x_{35} varia di + 1
x_{33} varia di – 1
x_{23} varia di + 1
x_{22} varia di – 1

Moltiplicando tali variazioni per i profitti unitari interessati, si ottiene che la variazione del vantaggio totale risulta pari a

$$\begin{aligned} -24 \cdot 1 &= -24 \\ -10 \cdot (-1) &= +10 \\ -20 \cdot 1 &= -20 \\ -23 \cdot (-1) &= +23 \\ -25 \cdot 1 &= -25 \\ -0 \cdot (-1) &= \underline{\quad 0} \\ & \quad -36 \end{aligned}$$

Essendo negativo, non conviene attivare la variabile x_{12}.

Si procede analogamente per tutte le altre variabili non facenti parte della soluzione di base iniziale, individuando quella la cui attivazione dà luogo al maggior

(6) Cosiddetta perché consiste nel compiere i vari percorsi con le mosse di una torre su una scacchiera.

incremento di profitto. La nuova soluzione-base conterrà tale variabile in sostituzione di un'altra variabile: questa si individua ripercorrendo nuovamente il percorso definito, per la variabile da attivare, con la regola della torre e considerando le sole variabili che nella somma algebrica hanno valori positivi (nel caso dell'esempio di cui sopra – il riferimento è puramente indicativo avendo già constatato che non conviene attivare la x_{12} – le variabili $x_{15} = 1$, $x_{33} = 7$ e $x_{22} = 14$).

La variabile caratterizzata dal valore minore fra quelli così individuati, sarà sostituita – nella seconda soluzione di base – da quella nuova, che assumerà lo stesso valore.

Determinata la seconda soluzione di base, si applica lo stesso procedimento seguito per la prima, pervenendo così a soluzioni di base successive, fino a quando non risulterà più conveniente modificare l'ultima soluzione trovata, essendo quella ottima.

A volte risulta egualmente favorevole attivare due o più variabili, il che significa che si hanno due o più soluzioni ottime. Inoltre, può accadere che sostituendo una variabile con un'altra, si renda necessario variare i valori delle altre variabili della soluzione di base al fine di soddisfare le condizioni di vincolo di ogni riga e di ogni colonna.

In conclusione, si sottolinea l'importanza – nell'applicazione della programmazione lineare come di qualsiasi altro metodo di ricerca operativa – di una precisa impostazione del problema. Infatti, il tralasciare qualche elemento, la imprecisione dei dati di partenza, l'impiego a sproposito del sistema, possono condurre a risultati errati. In ogni caso, il metodo della programmazione lineare presenta il vantaggio non indifferente di costringere ad un esame critico dei problemi aziendali, ad un arricchimento dei dati statistici, ad una profonda discussione sulle possibili soluzioni dei problemi allo studio: dal che deriva sempre qualche vantaggio, diretto o indiretto, per l'azienda.

7.6. BIBLIOGRAFIA

S. Ricossa, *Programmazione lineare*, Torino, Boringhieri.
S. Ricossa, *Calcolo ed applicazioni pratiche della programmazione lineare*, Torino, Bona.
Reinfeld, Vogel, *Mathematical Programming*, Prentice Hall Inc.,
F.L. Hitchcock, *The distribution of a product from several sources to numerous localities*, Journal of mathematics and physics, vol. 40.

8. Elementi di statistica

8.1. GENERALITÀ

La statistica è stata definita come l'applicazione di metodologie scientifiche alla raccolta dei dati necessari per lo studio di un certo fenomeno, alla loro classificazione, elaborazione, analisi e sintesi, al fine di pervenire a conclusioni attendibili dagli stessi.

I dati occorrenti possono essere ricavati – a seconda dei casi – da pubblicazioni oppure da osservazioni dirette del fenomeno: in questo secondo caso, si ricorre sovente a rilevazioni campionarie, che consistono nell'analizzare un numero relativamente limitato di elementi (costituenti il cosiddetto *campione*), estratti casualmente da una grande quantità di elementi (*popolazione* o *universo*). Tipica rilevazione campionaria è quella delle ricerche di mercato (volte, per esempio, a misurare la capacità di acquisto di un certo prodotto da parte di un mercato).

Sempre con riferimento alle analisi campionarie, è importante precisare:
1) il metodo di raccolta dei dati: può avvenire mediante
– *osservazioni* del fenomeno allo studio;
– *questionari* (o referendum) condotti per posta, per telefono o per intervista diretta;
– *panel* o auto-osservazioni guidate (un gruppo di persone annota il proprio comportamento durante un certo periodo di tempo);
2) il numero di elementi che devono far parte del campione;
3) la modalità di scelta del campione.

L'attendibilità dei dati raccolti con una rilevazione statistica dipende dalla numerosità del campione casuale e dalla variabilità congenita all'universo di osservazioni; essa è comunque quantitativamente valutabile.

8.2. DISTRIBUZIONI DI FREQUENZA

I dati rilevati su di un fenomeno si possono esprimere mediante *attributi* (è il caso, ad esempio, della classificazione delle vendite di un prodotto a seconda delle sue diverse qualità o delle zone in cui è stato venduto) oppure misurare mediante *quantità* (ad esempio, classifica delle lamiere di un lotto secondo il rispettivo spessore). Nel primo caso, i dati rilevati costituiscono una *serie statistica*, nel secondo una

seriazione statistica. In entrambi i casi, i dati rappresentano i valori rilevati della variabile del fenomeno allo studio. Si chiama semplicemente *variabile*, il carattere (di un fenomeno) che può assumere modalità quantitative, mentre con il termine *variabile qualitativa* si intende il carattere (di un fenomeno) che può assumere modalità qualitative: gli anglosassoni chiamano *attributo* tale modalità qualitativa.

Sia nel caso di *attributi*, sia di *quantità*, avviene sovente che alcuni dei dati raccolti (*valori della variabile*) si ripetano: quando ciò si verifica, nel raccoglierli e tabularli, a fianco di ciascun dato si deve indicare la sua *frequenza assoluta*, cioè il numero di volte che quel dato si è ripetuto. Si ottiene così una *distribuzione di frequenza*.

Quasi sempre, oltre al numero assoluto delle frequenze si indica anche la *frequenza relativa* (o *probabilità*), ossia la frequenza assoluta divisa per il numero totale delle osservazioni: ovviamente la somma delle frequenze relative è uguale a uno. Sovente, inoltre, si considera la *frequenza cumulata* o *cumulativa* ossia la frequenza (assoluta o relativa) con cui si verificano valori della variabile non superiori ad un certo valore prestabilito.

La tab. 8.I fornisce un esempio di raccolta di dati statistici quantitativi con le relative frequenze assolute, relative e cumulative:

Tabella 8.I – Distribuzioni di frequenze.

Valori osservati x_i	Frequenza assoluta F_i	Frequenza relativa $f_i = \frac{F_i}{N}$	Frequenza cumulata assoluta (*) ΣF_i	Frequenza cumulata relativa (**) Σf_i
0	31	0,310	31,0	0,310
1	60	0,600	91,0	0,910
2	7	0,070	98,0	0,980
3	1,5	0,015	99,5	0,995
4	0,3	0,003	99,8	0,998
5	0,2	0,002	100,0	1,000
6 o +	0	0,000	100,0	1,000
	$\Sigma F_i = N = 100$	1,000		

(*) Numero di valori della variabile osservata inferiori od uguali al corrispondente valore di x_i.

(**) Probabilità che si presentino valori della variabile inferiori od uguali al corrispondente valore di x_i.

Quando i dati sono raggruppati in classi si costruisce invece una tabella come la 8.II.

Ogni classe è definita da due valori della variabile detti *limite inferiore* il più piccolo e *limite superiore* il più grande. La differenza assoluta fra i due limiti è detta *ampiezza* della classe, mentre la differenza assoluta fra i valori centrali di classi adiacenti si chiama *intervallo*. L'ampiezza di ogni classe comprende il limite a sinistra ed esclude quello a destra. L'ampiezza da assegnare alle classi (numeriche) dipende dal tipo di fenomeno studiato e da come si distribuiscono i dati. Quando non si ha a priori un'idea sufficientemente chiara di questa distribuzione, è opportuno prevedere classi molto ristrette. In sostanza, l'ampiezza dovrebbe essere tale che tutti i valori raggruppati in una classe possano considerarsi uguali al valore centrale, senza commettere un errore troppo grande. In pratica, il numero più appropriato di classi si aggira intorno a 12÷15. L'ampiezza delle classi può essere costante o variabile: nel primo caso si ha il vantaggio che le frequenze delle varie classi sono fra loro comparabili (il che non avviene nel secondo caso).

Tabella 8.II – Distribuzioni di frequenze per dati raggruppati in classi.

Classi di valori	Frequenza assoluta	Frequenza relativa	Frequenza cumulata assoluta (*)	Frequenza cumulata relativa (**)
0 - 5	120	0,0600	120	0,0600
5 - 10	136	0,0680	256	0,1280
10 - 15	158	0,0790	414	0,2070
15 - 20	190	0,0950	604	0,3020
20 - 25	481	0,2405	1085	0,5425
25 - 30	800	0,4000	1885	0,9425
30 - 35	65	0,0325	1950	0,9750
oltre 35	50	0,0250	2000	1,0000
	2000	1,0000		

(*) Numero di valori della variabile inferiori al limite superiore della classe corrispondente.

(**) Probabilità che si abbiano valori della variabile inferiori al limite corrispondente.

Le distribuzioni di frequenza si distinguono in *continue* o *discontinue*, a seconda che, entro un certo intervallo, le variabili possono assumere o meno tutti i possibili valori. Così, le distribuzioni di frequenza di cui alla tab. 8.I sono discontinue, mentre quelle della tab. 8.II sono continue.

Una distribuzione discontinua si dice *discreta* se la discontinuità è estesa a tutto il campo di variabilità del fenomeno studiato (tab. 8.I). Com'è facile comprendere, una distribuzione discreta può essere rappresentata da un *diagramma a segmenti* (fig. 8.1), ottenuto riportando sulle ascisse i valori dei dati rilevati (valori della variabile del fenomeno allo studio) e sulle ordinate le relative frequenze assolute.

Una distribuzione continua di frequenza può essere presentata: a) sotto forma di *istogrammi* (fig. 8.2), ottenuti disegnando, in corrispondenza di ogni classe, un rettan-

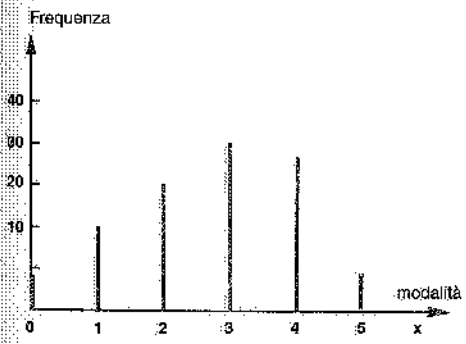


Fig. 8.1 – Diagramma a segmenti di una distribuzione discreta di frequenza.

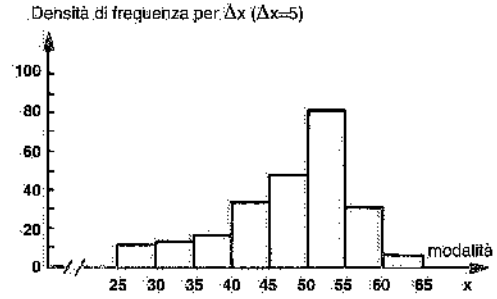


Fig. 8.2 – Istogramma di una distribuzione continua di frequenza.

golo la cui area è proporzionale alla frequenza di quella classe; b) sotto forma di *poligoni di frequenza* (fig. 8.3) ottenuti riportando, sulle ascisse corrispondenti al valore centrale di ogni classe, ordinate uguali alla frequenza del fenomeno in ogni classe e congiungendo i punti estremi con una spezzata: ciò vale ovviamente se le classi hanno la stessa ampiezza; in caso contrario, sono le aree sottese dalla spezzata su ogni classe a risultare proporzionali alla frequenza della classe.

Infine, se si riportano i valori della variabile sulle ascisse, e sulle ordinate la frequenza (assoluta o relativa) secondo la quale si verificano valori della variabile non superiori a quello indicato in ascissa, si ottiene il cosiddetto poligono di frequenza *cumulata* o *cumulativa* (fig. 8.4). È evidente che se si considerano le frequenze relative, le ordinate del poligono variano da zero a uno. Le curve sperimentali di frequenza cumulata sono non decrescenti e non continue (cioè hanno un andamento a scalini), mentre le curve delle distribuzioni teoriche sono crescenti e continue.

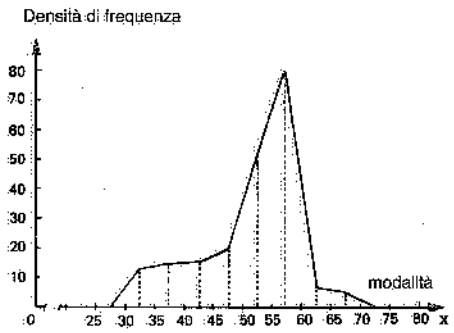


Fig. 8.3 – Poligono di frequenza di una distribuzione continua.

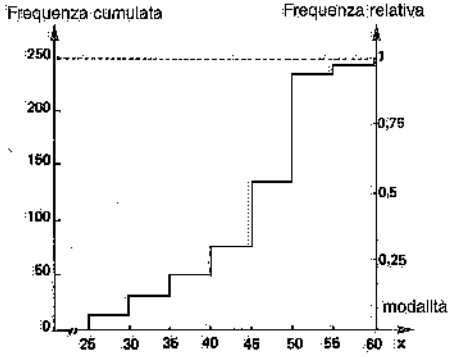


Fig. 8.4 – Poligono di frequenza cumulata assoluta e relativa.

Come si è detto, le distribuzioni empiriche di frequenza possono essere continue o discrete: le prime sono rappresentabili graficamente mediante istogrammi o poligoni di frequenza, le seconde mediante diagrammi a segmenti.

Consideriamo una distribuzione empirica continua di frequenza relativa o meglio il relativo istogramma (fig. 8.5a). Se si aumenta il numero delle classi fino a che la loro ampiezza diventi infinitesima, l'istogramma viene ad assumere la forma di fig. 8.5b; al limite, può rappresentarsi con una curva continua, come in fig. 8.5c.

Allora, l'area totale compresa sotto la curva vale 1, mentre l'area delimitata da due linee verticali misura la frequenza nell'intervallo compreso fra le linee stesse. Dalla curva continua di frequenza relativa si può risalire alla curva di frequenza cumulata (fig. 8.5d), le cui ordinate sono ovviamente comprese fra 0 e 1, trattandosi di frequenze relative.

In pratica, ad una distribuzione empirica di frequenza si sostituisce una distribuzione teorica che la rappresenta dal punto di vista statistico con sufficiente approssimazione.

I vantaggi che ne conseguono possono essere molteplici; primo fra tutti la maggior maneggevolezza della curva teorica e la possibilità di rappresentarla con poche misure descrittive.

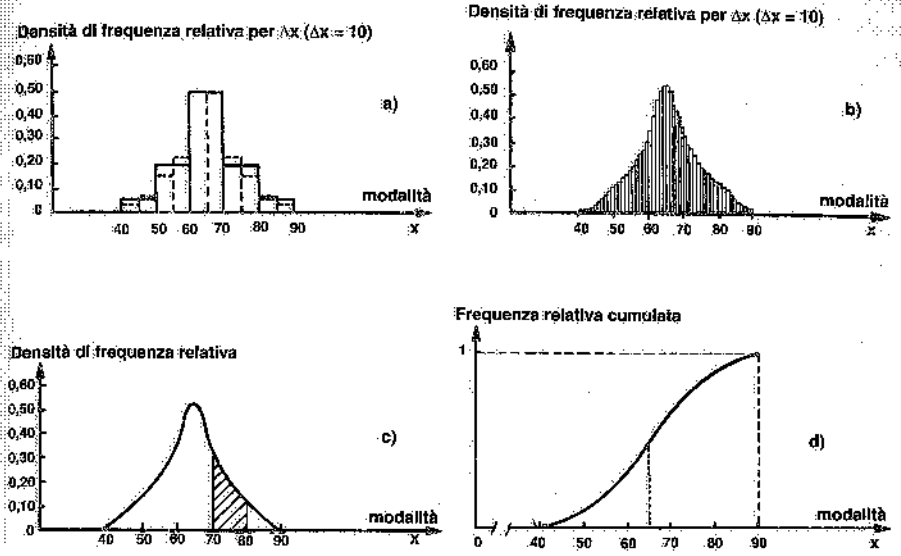


Fig. 8.5 – Esemplificazione grafica del passaggio da una curva empirica ad una curva teorica di frequenza.

8.3. MISURE DESCRITTIVE DI UNA DISTRIBUZIONE

Parametri caratteristici di una distribuzione sono:
- i valori medi (misurano la tendenza centripeta dei dati);
- gli indici di variabilità (misurano la tendenza centrifuga dei dati).

Il valore medio più importante è la *media aritmetica*, che si può definire il centro di gravità di una distribuzione: essa precisa, in sostanza, la posizione di una distribuzione sull'asse delle ascisse (su cui si riportano i valori della variabile).

Il principale indice di variabilità è la *varianza* ovvero lo *scostamento quadratico medio*. Tale indice misura la dispersione dei dati rispetto alla media.

Si distingue fra media aritmetica semplice e media aritmetica ponderale: la prima si calcola quando i dati non danno luogo ad una distribuzione di frequenza, la seconda nel caso di dati raggruppati in classi ovvero di una distribuzione di frequenza.

La media aritmetica semplice di n dati x_i è data dalla

$$M = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i}{n} \tag{8.1}$$

La media aritmetica ponderale di n dati x_i con diverse frequenze assolute F_i si ottiene con la formula

$$M = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i F_i}{\sum_{i=1}^{n} F_i} \tag{8.2}$$

Tabella 8.III – Esempio di calcolo di media aritmetica ponderale.

Numero della classe i	Ampiezza della classe	Valore centrale della classe x_i	Frequenza assoluta della classe F_i	$x_i F_i$
1	16 - 20	18	11	198
2	20 - 24	22	16	352
3	24 - 28	26	23	598
4	28 - 32	30	23	690
5	32 - 36	34	12	408
6	36 - 40	38	5	190
			$\sum_{i=1}^{6} F_i = 90$	$\sum_{i=1}^{6} x_i F_i = 2436$

$$M = \frac{\sum_{i=1}^{6} x_i F_i}{\sum_{i=1}^{6} F_i} = \frac{2436}{90} = 27{,}066$$

La tab. 8.III evidenzia, a titolo esemplificativo, il calcolo della media aritmetica ponderale nel caso di dati raggruppati in classi.

Come regola generale, si può dire che quando si ha a che fare con distribuzioni di frequenza, ciascun x_i è sempre accompagnato dalla relativa frequenza F_i. Quando i dati sono raggruppati in classi, x_i è il valore centrale della classe i (il che è accettabile se le classi non sono troppo ampie).

La media aritmetica gode della seguente proprietà: è un valore che può essere sostituito ai dati senza farne variare la somma. Inoltre, essa risulta il baricentro dei dati dall'origine, per cui la somma algebrica delle differenze (*scarti* o *scostamenti*) fra ciascun dato e la media aritmetica è sempre nulla. Nel caso di una distribuzione di frequenza, questa proprietà si esprime dicendo che è nulla la somma algebrica dei prodotti delle differenze tra i dati e la loro media ponderale per la corrispondente frequenza.

Poiché la media degli scarti dalla media aritmetica è sempre nulla, è evidente che per valutare la variabilità dei dati intorno alla loro media si dovrà ricorrere alla media dei quadrati (sempre non negativi) degli scostamenti rispetto alla media, ossia alla cosiddetta *varianza*.

Che la varianza sia l'indice più adatto a valutare la variabilità dei dati intorno alla loro media è confermato dal fatto che la somma dei quadrati degli scostamenti dalla media aritmetica è minima rispetto alla somma dei quadrati degli scostamenti da qualsiasi altro valore.

La varianza di n dati x_i risulta

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - M)^2}{n} \tag{8.3}$$

Nel caso di distribuzioni di frequenza, la varianza di n dati x_i aventi frequenze F_i è data dalla

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - M)^2 F_i}{\sum_{i=1}^{n} F_i} \tag{8.4}$$

Anche qui, quando i dati sono raggruppati in classi, x_i è il punto centrale della classe i (il che equivale a supporre che la frequenza sia uniformemente distribuita in ogni classe).

Al fine di esprimere la media aritmetica e l'indice di variabilità nella stessa unità di misura (1), si preferisce adottare come indice di variabilità lo *scarto* o *scostamento quadratico medio*, ossia la radice quadrata (presa con il segno positivo) della varianza. Risulta allora, nei due casi sopra considerati:

$$\sigma = +\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - M)^2}{n}} \tag{8.5}$$

e

$$\sigma = +\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - M)^2 F_i}{\sum_{i=1}^{n} F_i}} \tag{8.6}$$

Nella tab. 8.IV è esemplificato il calcolo della varianza e dello scostamento quadratico medio di una distribuzione di dati raggruppati in classi.

8.4. ALTRI PARAMETRI DI UNA DISTRIBUZIONE

Si definisce *mediana*, nel caso di dati non raggruppati in una distribuzione di frequenza, il valore centrale di n valori x_i disposti in ordine di grandezza (se i dati sono in numero pari si prende la media dei due valori centrali).

Nel caso di una distribuzione di frequenza, il calcolo della mediana è più laborioso: comunque, ricordando che la mediana è l'elemento centrale dei dati raccolti, si tratta di trovare qual'è il dato che occupa tale posto. In pratica, è conveniente costruire il poligono delle frequenze cumulate relative: la mediana si individua come l'ascissa del punto della curva avente come ordinata il valore 0,5.

Con riferimento ad una distribuzione teorica continua (fig. 8.6), la mediana è quel valore della variabile (ascissa) per il quale la frequenza dei valori maggiori è pari al 50% e quindi è uguale alla frequenza dei valori minori.

Un altro parametro utilizzato per rappresentare sinteticamente la massa dei dati rilevati, nel caso di distribuzioni di frequenza, è la *moda* o *norma*: trattasi del valore della variabile cui corrisponde la frequenza più alta (fig. 8.6). La moda serve sia come indicazione immediata e approssimativa dell'addensamento dei dati, sia come

(1) La media aritmetica è espressa nella stessa unità di misura del fenomeno, mentre la varianza è espressa nella unità di misura del fenomeno al quadrato.

Tabella 8.IV – Esempio di calcolo della varianza.

N° classi i	Ampiezza della classe	Valore centrale classe x_i	Frequenza assoluta F_i	$x_i F_i$	$(x_i - M)^2$	$(x_i - M)^2 F_i$
1	16 - 20	18	11	198	82,192	904,112
2	20 - 24	22	16	352	25,664	410,624
3	24 - 28	26	23	598	1,136	26,128
4	28 - 32	30	23	690	8,602	197,846
5	32 - 36	34	12	408	48,066	576,792
6	36 - 40	38	5	190	119,530	597,650
			$\sum_{i=1}^{6} F_i = 90$	$\sum_{i=1}^{6} x_i F_i = 2436$		$\sum_{i=1}^{6} (x_i - M)^2 F_i = 2713,152$

$$M = \frac{\sum_{i=1}^{6} x_i F_i}{\sum_{i=1}^{6} F_i} = \frac{2436}{90} = 27,066$$

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^{6} (x_i - M)^2 F_i}{\sum_{i=1}^{6} F_i} = \frac{2713,152}{90} = 30,1461; \quad \sigma = \sqrt{30,1461} = 5,49$$

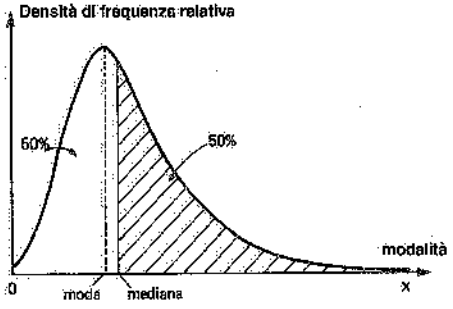


Fig. 8.6 – Moda e mediana di una distribuzione teorica continua.

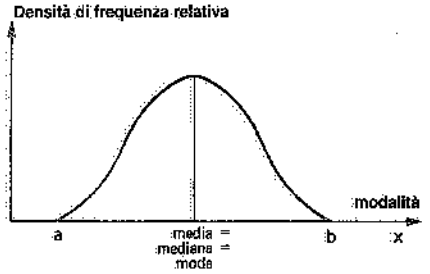


Fig. 8.7 – Media, moda e mediana di una distribuzione teorica continua simmetrica e unimodale.

controllo del calcolo della media: infatti, se la distribuzione di frequenza è abbastanza simmetrica ed è unimodale, il valore medio è assai prossimo alla moda.

È facile rilevare che quando una distribuzione è simmetrica (ed ha una sola moda), la media aritmetica, la mediana e la moda coincidono (fig. 8.7).

8.5. PROBABILITÀ

Si riportano due definizioni di probabilità.

1) *Probabilità matematica*: se un evento può verificarsi in m casi, su un totale di n casi tutti egualmente possibili, la probabilità matematica che si verifichi un evento è

$$\frac{\text{numero degli eventi favorevoli}}{\text{numero degli eventi possibili}} = \frac{m}{n}$$

Così, la probabilità matematica che da un mazzo di quaranta carte si estragga un asso, è data dal rapporto:

$$\frac{\text{numero di carte favorevoli all'evento}}{\text{numero di carte possibili all'estrazione}} = \frac{4}{40} = 0,10$$

La definizione di probabilità matematica non è ovviamente utilizzabile quando i casi che si possono ritenere egualmente possibili non sono numerabili. In tali casi, si ricorre allora alla seconda definizione di probabilità.

2) *Probabilità statistica*: se a seguito di una serie di prove, il rapporto fra il numero di volte in cui si verifica un evento ed il numero di prove effettuate vale p, si considera eguale a p la probabilità dell'evento. Il rapporto p misura la frequenza relativa del fenomeno allo studio. Ad esempio, con riferimento alla qualità dei componenti prodotti in un reparto, il rapporto tra il numero di pezzi risultati difettosi ed il numero totale di componenti controllati, purché sufficientemente numerosi, fornisce la frequenza relativa della difettosità dei componenti e quindi la probabilità che vengano prodotti pezzi difettosi. E ancora: conoscendo la percentuale degli uomini che, in un periodo di tempo abbastanza lungo, sono morti prima del cinquantesimo anno di età per malattie cardiovascolari, si può assumere tale percentuale come il valore della probabilità di morte di un uomo di 50 anni per tale malattia.

Tanto la probabilità matematica quanto quella statistica sono numeri puri compresi fra 0 e 1. Un evento ha probabilità nulla se è impossibile che si verifichi; ha probabilità uno, se il suo verificarsi è certo. Rileviamo che la probabilità matematica è stabilita a priori, nell'ipotesi che gli eventi siano tutti egualmente possibili; mentre la probabilità statistica è calcolata a posteriori, in base ai risultati ottenuti da una serie di osservazioni. Si noti ancora che la probabilità statistica stimata per un certo numero di prove, può variare se si aumenta il numero di osservazioni.

8.6. PROBABILITÀ TOTALE E PROBABILITÀ COMPOSTA

Nelle pagine precedenti abbiamo identificato la probabilità con la frequenza relativa.

Consideriamo ora il caso di due (o più) eventi alternativi incompatibili, tali cioè che possa verificarsi o l'uno o l'altro, ma non entrambi. Un teorema della statistica perviene alla seguente conclusione: la *probabilità totale* che si verifichi l'uno o l'altro di più eventi incompatibili è uguale alla somma delle probabilità di ogni evento.

Ad esempio, la probabilità che una carta estratta con ripetizione da un mazzo di quaranta sia un asso *oppure* il re di cuori è data dalla somma

$$\frac{4}{40} + \frac{1}{40} = \frac{5}{40}$$

Si parla invece di *probabilità composta* quando gli eventi non devono verificarsi alternativamente, ma successivamente (cioè sia uno che l'altro).

Con riferimento ad un mazzo di quaranta carte, si cade nell'ambito della probabilità composta quando si vuole valutare la probabilità che dopo aver estratto un asso, se ne estragga un secondo senza aver rimesso la carta nel mazzo. Per stabilire tale probabilità, si applica il seguente teorema:
la *probabilità composta* che più eventi si verifichino successivamente, è uguale al prodotto della probabilità del primo per la probabilità del secondo dato il primo, e così via.

Nell'esempio sopra indicato, la probabilità del primo evento è 4/40, la probabilità del secondo, subordinatamente al primo, è 3/39; per cui la probabilità di estrarre due assi consecutivamente vale $4/40 \cdot 3/39 = 0{,}00769$.

8.7. VARIABILE CASUALE

Consideriamo una *variabile casuale* x che possa assumere un numero finito di valori reali $x_1, x_2, x_3, \ldots, x_n$ con probabilità, rispettivamente, $p_1, p_2, p_3, \ldots, p_n$ tali che $\Sigma\, p_i = 1$. In altre parole, consideriamo la *distribuzione discreta di probabilità*:

valori della variabile casuale	probabilità
x_1	p_1
x_2	p_2
x_3	p_3
.	.
.	.
x_n	p_n
	totale 1

la cui rappresentazione grafica è evidenziata in fig. 8.1.

Alla funzione $p_i = f(x_i)$ si dà il nome di *funzione di massa di probabilità*. Essa è definita in n punti x e gode delle proprietà

$$f(x) \geqslant 0$$

$$\sum_{i=1}^{n} f(x) = 1$$

Si usa sovente parlare, anziché di media e varianza della variabile casuale x, di media e varianza del fenomeno con distribuzione rappresentata dalla funzione di massa di probabilità f(x).

Se la variabile casuale può assumere qualsiasi valore reale in un certo intervallo (cioè si tratta di una variabile casuale non più discreta, ma continua), la relativa distribuzione continua di probabilità è detta *distribuzione di densità di probabilità*. La funzione f(x) è allora denominata *funzione di densità di probabilità* ed è rappresentata da una curva continua, del tipo di fig. 8.7, tale che l'area compresa sotto la curva nell'intervallo $a \longmapsto b$ in cui la stessa è definita, vale

$$\int_a^b f(x)\,dx = 1$$

La probabilità che la variabile casuale x assuma un valore compreso fra x_1 e x_2 è data dalla

$$\text{Probabilità}\,(x_1 \leqslant x \leqslant x_2) = \int_{x_1}^{x_2} f(x)dx$$

Perciò, mentre la funzione discreta di massa di probabilità $p_i = f(x_i)$ fornisce la probabilità che la variabile casuale assuma il valore x_i, la funzione continua di densità f(x) è tale che $f(x)\cdot dx$ fornisce la probabilità che la variabile casuale cada in un intervallo da x a x+dx.

Anche delle variabili casuali si può calcolare il valore medio e la varianza.

Nel caso di una variabile casuale discreta x, con funzione di massa di probabilità f(x), il valore medio (o media) è dato dalla

$$M(x) = \sum_{i=1}^{n} x_i f(x_i) \tag{8.7}$$

mentre la varianza è valutata con la

$$\sigma^2 = M\left[(x - M|x|)^2\right] = M|x^2| - (M|x|)^2 \tag{8.8}$$

Nel caso di una variabile casuale continua x, definita nell'intervallo $a \longmapsto b$, il valore medio e la varianza risultano

$$M(x) = \int_a^b x\, f(x)\,dx \tag{8.9}$$

$$\sigma^2 = M\left[(x - M|x|)^2\right] = \int_a^b (x - M)^2 f(x)dx \tag{8.10}$$

8.8. DISTRIBUZIONI TEORICHE DI PROBABILITÀ

Fra le numerose distribuzioni teoriche di frequenza relativa, le più importanti sono le seguenti:

- la distribuzione normale — continua
- la distribuzione binomiale — discrete
- la distribuzione di Poisson — discrete

La distribuzione normale

Com'è noto, la distribuzione normale o gaussiana o degli errori accidentali è rappresentata da una curva simmetrica a campana illimitata da ambo le parti (fig. 8.8): è quindi caratterizzata da una variabile continua e da un numero molto grande di osservazioni (2). Tale curva di distribuzione è verificata per molti fenomeni aventi valori di riferimento.

La distribuzione normale è individuata dalla media aritmetica M e dallo scostamento quadratico medio σ della variabile x.

A parità di σ e al variare di M, la curva della distribuzione normale si sposta lungo l'asse delle ascisse (fig. 8.10a). Variando invece σ (e lasciando

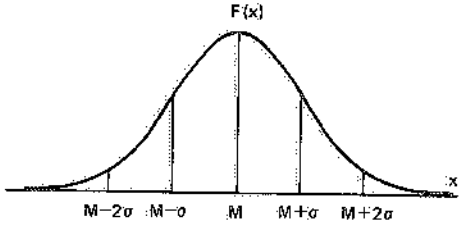


Fig. 8.8 – Distribuzione normale.

(2) Una distribuzione empirica (o, come si suole anche dire, effettiva) è invece costituita da un numero limitato di osservazioni della variabile, generalmente raggruppate in classi; è pertanto rappresentata da un istogramma come quello di fig. 8.9: la curva continua tracciata su tale istogramma è la curva normale che approssima la distribuzione effettiva.

immutata M), la curva si alza (stringendosi) o si abbassa (appiattendosi), come evidenziato in fig. 8.10b.

La funzione normale di densità di probabilità è data dalla

$$(8.11)\qquad F(x)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{1}{2\sigma^2}(x-M)^2}$$

Una distribuzione normale gode delle seguenti proprietà (fig. 8.11):

1) i due punti di flesso si verificano sempre per valori dell'ordinata corrispondenti all'ascissa $M \pm \sigma$;
2) circa il 68% dei valori della variabile casuale x (probabilità o frequenza relativa $\approx 0{,}68$) si trova fra i due punti di flesso, cioè fra i valori di x compresi fra $M \pm \sigma$; circa il 95% dei valori della variabile casuale x si trova nell'intervallo $M \pm 2\sigma$; oltre il 99% (esattamente il 99,73%) di tutte le frequenze cade nell'intervallo $M \pm 3\sigma$. Inoltre, trattandosi di una distribuzione di probabilità, l'area totale sottostante la curva è uguale a uno.

Tutte le curve normali possono essere ricondotte ad una forma standard (detta *distribuzione normale in forma ridotta* o *standardizzata*), considerando, anziché i valori di x, i loro scostamenti dalla media e riferendoli allo scostamento quadratico medio. In altre parole, si adotta la nuova *variabile* casuale *standardizzata* (quantità adimensionale):

$$(8.12)\qquad y=\frac{x-M}{\sigma}$$

che sarà ancora distribuita normalmente con media zero e scostamento quadratico medio uno (3).

Ovviamente, quando fosse nota y, si risalirebbe a x mediante la

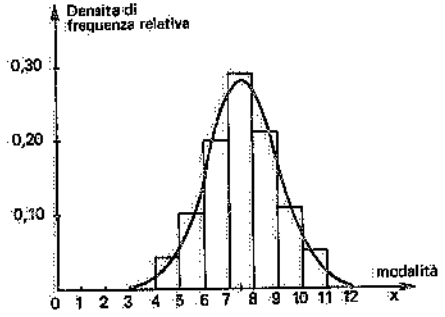


Fig. 8.9 – Istogramma di una distribuzione empirica continua di frequenza relativa.

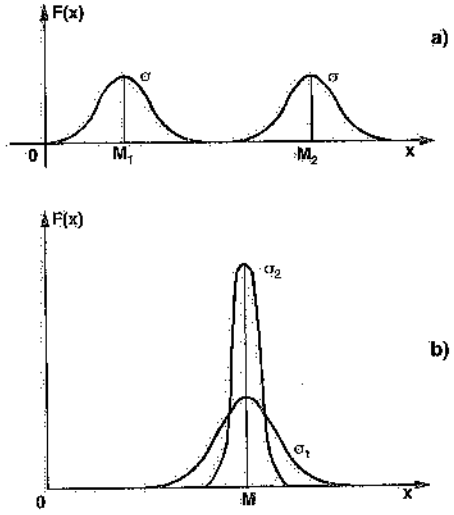


Fig. 8.10 – Distribuzioni normali: a) con media diversa e stesso scostamento; b) con diverso scostamento e stessa media.

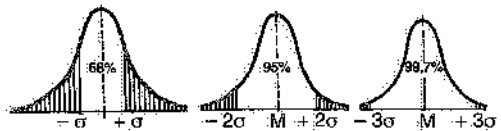


Fig. 8.11 – Valore medio e scostamento quadratico medio di una distribuzione di probabilità normale.

(3) $M(y)=\frac{1}{\sigma}[M(x)-M]=\frac{1}{\sigma}(M-M)=0$;

$\sigma^2=M(y-0)^2=\frac{1}{\sigma^2}M(x-M)^2=\frac{1}{\sigma^2}\cdot\sigma^2=1$; $\quad\sigma=\sqrt{\sigma^2}=1$

La tab. 10.XIII del cap. 10 riporta alcuni valori della variabile standardizzata y.

(8.12 bis) $\qquad x=M+y\sigma$

La nuova variabile casuale y è distribuita secondo la funzione di densità di probabilità

$$(8.13)\qquad f(y)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{y^2}{2}}$$

e l'area totale compresa sotto la relativa curva è ancora uguale a uno.

Allora, il 68% circa dei valori della variabile y sarà compreso nell'intervallo da -1 a $+1$, il 95% circa nell'intervallo da -2 a $+2$, oltre il 99% nell'intervallo da -3 a $+3$.

L'importanza della trasformazione suddetta appare evidente se si considera che le ordinate e le aree comprese in dati intervalli dei valori di y (tali aree forniscono la probabilità che y assuma valori compresi in quegli intervalli) si possono calcolare una volta per tutte. Così, ad esempio, la tab. 8.V fornisce la probabilità che y sia minore o uguale a $z>0$, cioè fornisce i valori dell'integrale

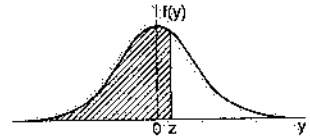


Tabella 8.V – Probabilità che $y \leqslant z$ $(z > 0)$.

z	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
.0	.5000	.5040	.5080	.5120	.5160	.5199	.5239	.5279	.5319	.5359
.1	.5398	.5438	.5478	.5517	.5557	.5596	.5636	.5675	.5714	.5753
.2	.5793	.5832	.5871	.5910	.5948	.5987	.6026	.6064	.6103	.6141
.3	.6179	.6217	.6255	.6293	.6331	.6368	.6406	.6443	.6480	.6517
.4	.6554	.6591	.6628	.6664	.6700	.6736	.6772	.6808	.6844	.6879
.5	.6915	.6950	.6985	.7019	.7054	.7088	.7123	.7157	.7190	.7224
.6	.7257	.7291	.7324	.7353	.7389	.7422	.7454	.7486	.7517	.7549
.7	.7580	.7611	.7642	.7673	.7704	.7734	.7764	.7794	.7823	.7852
.8	.7881	.7910	.7939	.7967	.7995	.8023	.8051	.8078	.8106	.8133
.9	.8159	.8186	.8212	.8238	.8264	.8289	.8315	.8340	.8365	.8389
1.0	.8413	.8438	.8461	.8485	.8508	.8531	.8554	.8577	.8599	.8621
1.1	.8643	.8665	.8686	.8708	.8729	.8749	.8770	.8790	.8810	.8830
1.2	.8849	.8869	.8888	.8907	.8925	.8944	.8962	.8980	.8997	.9015
1.3	.9032	.9049	.9066	.9082	.9099	.9115	.9131	.9147	.9162	.9177
1.4	.9192	.9207	.9222	.9236	.9251	.9265	.9279	.9292	.9306	.9319
1.5	.9332	.9345	.9357	.9370	.9382	.9394	.9406	.9418	.9429	.9441
1.6	.9452	.9463	.9474	.9484	.9495	.9505	.9515	.9525	.9535	.9545
1.7	.9554	.9564	.9573	.9582	.9591	.9599	.9608	.9616	.9625	.9633
1.8	.9641	.9649	.9656	.9664	.9671	.9678	.9686	.9693	.9699	.9706
1.9	.9713	.9719	.9726	.9732	.9738	.9744	.9750	.9756	.9761	.9767
2.0	.9772	.9778	.9783	.9788	.9793	.9798	.9803	.9808	.9812	.9817
2.1	.9821	.9826	.9830	.9834	.9839	.9842	.9846	.9850	.9854	.9857
2.2	.9861	.9864	.9868	.9871	.9875	.9878	.9881	.9884	.9887	.9890
2.3	.9893	.9896	.9898	.9901	.9904	.9906	.9909	.9911	.9913	.9916
2.4	.9918	.9920	.9922	.9925	.9927	.9929	.9931	.9932	.9934	.9936
2.5	.9938	.9940	.9941	.9943	.9945	.9946	.9948	.9949	.9951	.9952
2.6	.9953	.9955	.9956	.9957	.9959	.9960	.9961	.9962	.9963	.9964
2.7	.9965	.9966	.9967	.9968	.9969	.9970	.9971	.9972	.9973	.9974
2.8	.9974	.9975	.9976	.9977	.9977	.9978	.9979	.9979	.9980	.9981
2.9	.9981	.9982	.9982	.9983	.9984	.9984	.9985	.9985	.9986	.9986
3.0	.9987	.9987	.9987	.9988	.9988	.9989	.9989	.9989	.9990	.9990
3.1	.9990	.9991	.9991	.9991	.9992	.9992	.9992	.9992	.9993	.9993
3.2	.9993	.9993	.9994	.9994	.9994	.9994	.9994	.9995	.9995	.9995
3.3	.9995	.9995	.9995	.9996	.9996	.9996	.9996	.9996	.9996	.9997
3.4	.9997	.9997	.9997	.9997	.9997	.9997	.9997	.9997	.9997	.9998

Tabella 8.VI – Percentuali di valori che può assumere una variabile x distribuita normalmente.

Valori di x inferiori od uguali a	Percentuale = probabilità × 100
$-\infty$	0,–
$M - 3\ \sigma$	0,13
$M - 2{,}5\sigma$	0,62
$M - 2\ \sigma$	2,27
$M - 1{,}9\sigma$	2,87
$M - 1{,}8\sigma$	3,59
$M - 1{,}7\sigma$	4,46
$M - 1{,}6\sigma$	5,48
$M - 1{,}5\sigma$	6,68
$M - 1{,}4\sigma$	8,08
$M - 1{,}3\sigma$	9,68
$M - 1{,}2\sigma$	11,51
$M - 1{,}1\sigma$	13,57
$M - \sigma$	15,87
$M - 0{,}9\sigma$	18,41
$M - 0{,}8\sigma$	21,19
$M - 0{,}7\sigma$	24,20
$M - 0{,}6\sigma$	27,42
$M - 0{,}5\sigma$	30,85
$M - 0{,}4\sigma$	34,46
$M - 0{,}3\sigma$	38,21
$M - 0{,}2\sigma$	42,07
$M - 0{,}1\sigma$	46,02
M	50,–
$M + 0{,}1\sigma$	53,98
$M + 0{,}2\sigma$	57,93
$M + 0{,}3\sigma$	61,79
$M + 0{,}4\sigma$	65,54
$M + 0{,}5\sigma$	69,15
$M + 0{,}6\sigma$	72,58
$M + 0{,}7\sigma$	75,80
$M + 0{,}8\sigma$	78,81
$M + 0{,}9\sigma$	81,59
$M + \sigma$	84,13
$M + 1{,}1\sigma$	86,43
$M + 1{,}2\sigma$	88,49
$M + 1{,}3\sigma$	90,32
$M + 1{,}4\sigma$	91,92
$M + 1{,}5\sigma$	93,32
$M + 1{,}6\sigma$	94,52
$M + 1{,}7\sigma$	95,54
$M + 1{,}8\sigma$	96,41
$M + 1{,}9\sigma$	97,13
$M + 2\ \sigma$	97,73
$M + 2{,}5\sigma$	99,38
$M + 3\ \sigma$	99,87
$+\infty$	100,–

$$F(z) = \int_{-\infty}^{z} f(y)\,dy, \quad \text{per } z > 0.$$

Ovviamente, la probabilità che y sia minore od uguale a $-z$ è data dalla:

1 – (probabilità che y sia $\leqslant +z$).

In fig. 8.12 è rappresentato (area tratteggiata) l'integrale

$$\int_{-\infty}^{z_1} f(y)\,dy$$

La probabilità che $z_1 < y < z_2$ è data da

(probabilità che $y \leqslant z_2$) –
– (probabilità che $y \leqslant z_1$).

In base alla tab. 8.V citata, si può ricavare la distribuzione normale cumulativa di probabilità che fornisce la probabilità di valori minori od uguali a un valore prefissato (tab. 8.VI): la fig. 8.13 fornisce la curva di tale distribuzione cumulativa.

Per controllare se una distribuzione effettiva di frequenze è approssimativa-

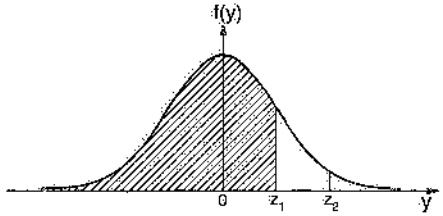


Fig. 8.12 – Distribuzione normale standardizzata.

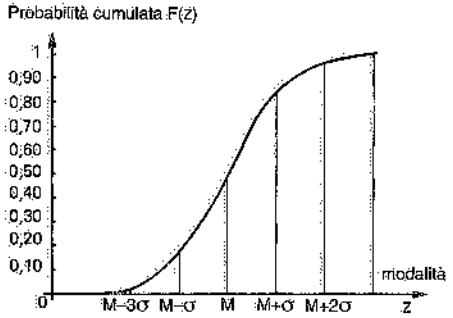


Fig. 8.13 – Curva cumulativa normale standardizzata.

mente normale, si determinano i valori della media aritmetica M e dello scostamento quadratico medio σ della distribuzione empirica. Quindi si redige la tabella della corrispondente distribuzione normale cumulativa di probabilità, si determina la percentuale di dati della distribuzione effettiva che hanno un valore inferiore od uguale a $M + y\sigma$ per $y = -\infty, -3, \ldots, 0, \ldots, +3, +\infty$, e si confronta se queste percentuali effettive concordano o meno con quelle *normali* della tab. 8.VI.

Per verificare se la distribuzione di frequenze effettive è assimilabile ad una distribuzione teorica normale, si può anche ricorrere ai test χ^2 (chi-quadrato) o KS, sui quali ci soffermeremo nel capitolo 10.

La distribuzione binomiale

Trattasi di una distribuzione discontinua avente la seguente funzione di massa di probabilità (di avere x risultati favorevoli su n prove):

$$P(x) = \binom{n}{x} p^x q^{n-x} \tag{8.14}$$

dove p è la probabilità (4) di un risultato favorevole (successo) di un evento caratterizzato da due caratteristiche alternative (sì o no, buono o cattivo, giusto o sbagliato, ecc.), mentre la $q = (1 - p)$ è la probabilità complementare; n è il numero di osservazioni (o rilievi o prove) che si effettuano sul fenomeno, delle quali x sono positive ed $n - x$ negative.

Risulta

$$P(x) \geqslant 0$$

e

$$\sum_{x=0}^{n} P(x) = 1$$

Inoltre, la (8.14) è definita per $x = 0, 1, 2, \ldots, n$.

In altre parole, la (8.14) fornisce la probabilità che in n prove indipendenti, in ognuna delle quali è costante la proporzione p di un risultato favorevole, questo si presenti x volte.

Si dimostra che la media di una variabile casuale x distribuita secondo la distribuzione binomiale vale, in n prove:

$$M = np \tag{8.15}$$

il che significa che su n prove, np risultano in media favorevoli. Inoltre, la varianza della distribuzione è

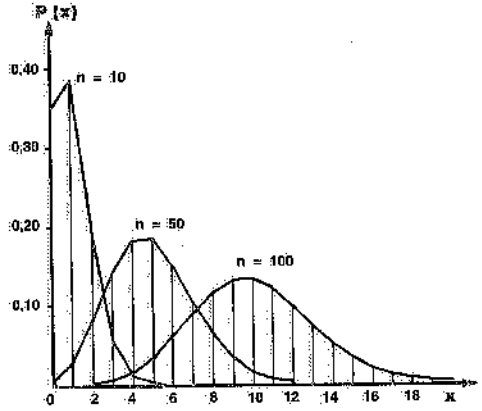


Fig. 8.14 – Distribuzioni binomiali.

(4) In pratica, anziché di probabilità, cioè di *proporzione p* di elementi aventi una certa caratteristica (attributo) si parla sovente di *percentuale*, mentre questa, in realtà, è data da $p \cdot 100\%$.

(8.16) $$\sigma^2 = n\,p\,q$$

Per $p = q \approx 0{,}50$, la distribuzione binomiale è simmetrica. Inoltre, attorno a tale valore di p e di q e per n abbastanza grande, essa approssima una distribuzione normale (fig. 8.14) e quindi è rappresentabile da una curva normale avente media $M = np$ e varianza $\sigma^2 = npq$.

La distribuzione di Poisson

Sovente, nelle applicazioni della distribuzione binomiale, p assume valori molto piccoli (<0,10), mentre n è abbastanza grande (>50): conseguentemente, la media np assume valori compresi fra 0 e 10.

Quando si verificano tali condizioni, la distribuzione binomiale può approssimarsi con la cosiddetta *distribuzione di Poisson* ossia con la seguente funzione di massa di probabilità:

(8.17) $$P(x) = \frac{e^{-m}\,m^x}{x!}$$

dove $m = np = M = \sigma^2$ (5).

La (8.17) è definita per $x = 0, 1, 2, \ldots, \infty$ ed è caratterizzata dall'essere

$$P(x) > 0$$

$$\sum_{x=0}^{\infty} P(x) = 1$$

Se $m = np$ è abbastanza grande (> 9), la distribuzione di Poisson può a sua volta essere approssimata da una distribuzione normale avente media e varianza uguali a m (fig. 8.15).

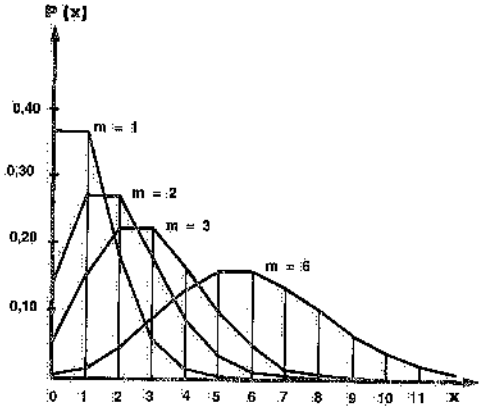


Fig. 8.15 – Distribuzioni di Poisson.

8.9. TEORIA DEL CAMPIONE

In pratica, l'analisi di un fenomeno si limita al rilievo di un certo numero di eventi e non di tutti gli eventi che caratterizzano il fenomeno stesso. In altre parole, dall'esame di un "campione" si cerca di risalire a conclusioni attendibili per l'intero "universo" o "popolazione" (che supponiamo infinita), salvo verificare se il risultato ottenuto sul campione ha validità generale.

La teoria del campione consente di ottenere un risultato dall'esame di un campione, ricavato dall'universo, e di valutare la fiducia che esso (e quindi anche i risultati che se ne ottengono) merita come rappresentativo dell'universo.

Il *teorema del limite centrale* della statistica consente di affermare che qualunque sia la distribuzione della variabile casuale x nell'universo (6), purché la media e la

(5) Si tratta quindi di una distribuzione molto comoda in pratica.

(6) In pratica, peraltro, la popolazione è spesso anch'essa distribuita normalmente, con media M e varianza σ_u^2.

varianza della popolazione siano finiti, la distribuzione della variabile casuale $\bar{x}$, cioè delle medie $\bar{x}$ di diversi campioni tutti della stessa numerosità e tratti a caso dall'universo, è approssimativamente normale.

In altre parole, se da una popolazione si traggono tutti i campioni possibili, costituiti da un numero sufficiente n (>50) di dati, le medie dei campioni tendono a distribuirsi normalmente e la media di tutte le medie dei singoli campioni è uguale alla media dell'universo, mentre la varianza delle medie dei singoli campioni vale $\sigma_{\bar{x}}^2 = \sigma_u^2/n$ essendo σ_u^2 la varianza dei dati dell'universo e n il numero di dati componenti ciascun campione.

È ovvio che se si deve operare su molti campioni, si va incontro ad un lavoro costoso. Però, la tecnica statistica ha trovato il modo di ricavare, con un'approssimazione definibile a priori, le caratteristiche dell'universo operando su un solo campione.

Ciò è reso possibile dal fatto che ogni singolo campione riproduce approssimativamente le costanti statistiche dell'universo (media aritmetica, varianza, ecc.). Perciò la probabilità che un valore medio ottenuto da un singolo campione si avvicini alla media delle medie di tutti i campioni e quindi alla media dell'universo, è definita da una curva normale avente media uguale a quella dell'universo e varianza deducibile da quella dell'universo.

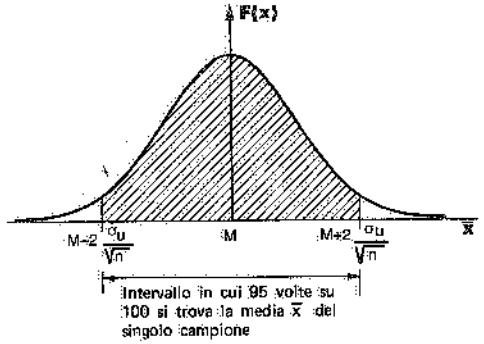


Fig. 8.16 – Distribuzione delle medie di numerosi campioni ricavati da un universo.

Allora, grazie ad una delle proprietà delle distribuzioni normali, nel 95% dei casi la media $\bar{x}$ del campione è compresa nell'intervallo $M - 2\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}}$ e $M + 2\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}}$ (fig. 8.16). Il che si suole scrivere sotto la forma

(8.18) $$\text{Probabilità}\left(M - 2\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}} \leqslant \bar{x} < M + 2\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}}\right) \approx 0{,}95.$$

Ovviamente si può anche dire che

(8.19) $$\text{Probabilità}\left(M - 3\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}} \leqslant \bar{x} < M + 3\frac{\sigma_u}{\sqrt{n}}\right) \approx 0{,}99.$$

In pratica, però, si presenta sempre il caso inverso: si conosce la media $\bar{x}$ e la varianza σ_c^2 delle osservazioni fatte sul campione e si vuole stimare la media M (incognita) della popolazione.

Invertendo la (8.18), adottando alcuni accorgimenti pratici e supponendo sempre la popolazione infinita e la dimensione del campione abbastanza grande (n > 50), si può pervenire alla seguente conclusione: nel 95% dei casi, la media incognita M è compresa nell'intervallo (detto *intervallo di confidenza*):

(8.20) $$\text{da } \bar{x} - 2\frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}} \quad \text{a} \quad \bar{x} + 2\frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}}$$

Se anziché ad una variabile, ci si riferisce ad un attributo della popolazione (sempre supposta infinita), il discorso non cambia: basterà porre

$$M = p$$
$$\sigma_u^2 = p\,q$$
$$\bar{x} = p'$$
$$\sigma_c^2 = p'\,q'$$

dove:

p = proporzione di elementi della popolazione che ha un determinato attributo;

p' = proporzione di elementi di un campione di n elementi ricavati dalla popolazione, aventi lo stesso attributo.

Si può allora dire che nel 95% dei casi la percentuale p' (7) sarà all'incirca compresa fra i limiti

$$p - 2\sqrt{pq/n} \quad \text{e} \quad p + 2\sqrt{pq/n}$$

ossia

(8.21) $$\text{Probabilità } \left(p - 2\sqrt{pq/n} \leq p' < p + 2\sqrt{pq/n}\right) \approx 0{,}95$$

Analogamente, invertendo la (8.21) e per $np'q' > 9$, si può approssimativamente dire che nel 95% dei casi circa, il valore incognito p è compreso fra i *limiti di confidenza* (8)

(8.22) $$p' \pm 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} = p' \pm 2\sigma_{p'}$$

Agli stessi risultati si perviene considerando l'estrazione di tutti i possibili campioni, sempre costituiti da n elementi, da una popolazione (infinita) di cui p·100% elementi hanno una certa caratteristica. Se x elementi su n estratti per ciascun campione presentano quella caratteristica, sarà $x/n = p'$.

Come si è detto, la distribuzione degli x elementi dei ripetuti campioni è binomiale con media $M = np$ e $\sigma = \sqrt{npq}$. Ossia la media dei $p' = x/n$ è

$$\frac{np}{n} = p$$

mentre lo scostamento quadratico medio dei p' vale

$$\frac{\sqrt{npq}}{n} = \frac{\sqrt{pq}}{n}$$

Poiché, se n è grande e p non è molto prossimo a zero o a uno, la distribuzione binomiale può approssimarsi con la distribuzione normale, la distribuzione degli x elementi dei vari campioni è assimilabile ad una curva normale avente i seguenti parametri:

$$M = np$$
$$\sigma = \sqrt{npq}$$

Allora, nel 95% dei casi, il numero x di elementi aventi un dato attributo in un campione di n elementi risulterà compreso all'incirca fra i limiti $np - 2\sqrt{npq}$ e $np + 2\sqrt{npq}$.

(7) In effetti la percentuale è p'·100%.

(8) I *limiti di confidenza* individuano gli estremi degli *intervalli di confidenza*.

Quindi la percentuale p' di elementi con quell'attributo in un campione di n elementi sarà grosso modo distribuita normalmente con media p e con scostamento quadratico medio

$$\sigma_{p'} = \sqrt{\frac{pq}{n}}$$

ovvero, nel 95% dei casi, p' cadrà fra i limiti

$$p \pm 2\,\sigma_{p'} = p \pm 2\sqrt{\frac{pq}{n}}$$

Si è così ritrovata la (8.21), dalla quale si può poi risalire alla (8.22).

Riepilogando, nelle ipotesi di: estrazione con ripetizione del campione; popolazione anche finita e distribuita anche non normalmente; n abbastanza grande (>50), si ricorre alle seguenti espressioni:

– *per le stime di grandezze* ovvero *di medie*

(8.23) $$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_u}{\sqrt{n}} \quad \text{e} \quad \sigma_{\bar{x}} \approx \frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}}$$

e l'intervallo di confidenza $\bar{x} \pm 2\sigma_c/\sqrt{n-1}$ comprende, nel 95% dei casi, la media M della popolazione;

– *per le stime di attributi o percentuali*

(8.24) $$\sigma = \sqrt{\frac{pq}{n}} \quad \text{e} \quad \sigma_{p'} \approx \sqrt{\frac{p'q'}{n-1}}$$

e l'intervallo di confidenza $p' \pm 2\sigma_{p'}$ comprende approssimativamente, nel 95% dei casi, la percentuale p della popolazione.

Il diagramma di fig. 8.17 fornisce l'intervallo di confidenza, al livello del 95%, entro il quale cade la proporzione incognita p dell'universo, nota che sia la p' del campione.

8.10. DETERMINAZIONE DELLA NUMEROSITÀ DEL CAMPIONE

Chiediamoci ora come deve essere un campione quando, suo tramite, si vuole – con un certo grado di attendibilità – stimare il parametro caratteristico di un determinato fenomeno (caso tipico delle ricerche di mercato e delle rilevazioni istantanee).

Anzitutto il campione deve essere *sufficientemente numeroso*, ossia rappresentativo dell'universo da cui è ricavato.

La sua numerosità può essere stabilita in prima approssimazione effettuando un rilevamento preliminare su un piccolo campione e utilizzando i risultati ottenuti (valore medio e scostamento quadratico medio) per ricavare n dalle (8.23) e (8.24).

Poniamo che la numerosità del campione debba essere tale che l'errore massimo assoluto (9), nel 95% dei casi, sia pari a $\pm\Delta$.

(9) Ricordiamo che lo scarto quadratico medio della distribuzione campionaria è anche detto *errore massimo* o *standard* della distribuzione stessa.

Allora

$$\Delta = 2\frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}} \quad \text{ovvero} \quad \Delta = 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} \tag{8.25}$$

per cui

$$n = 4\frac{\sigma_c^2}{\Delta^2} + 1 \quad \text{ovvero} \quad n = 4\cdot\frac{p'q'}{\Delta^2} + 1 \tag{8.26}$$

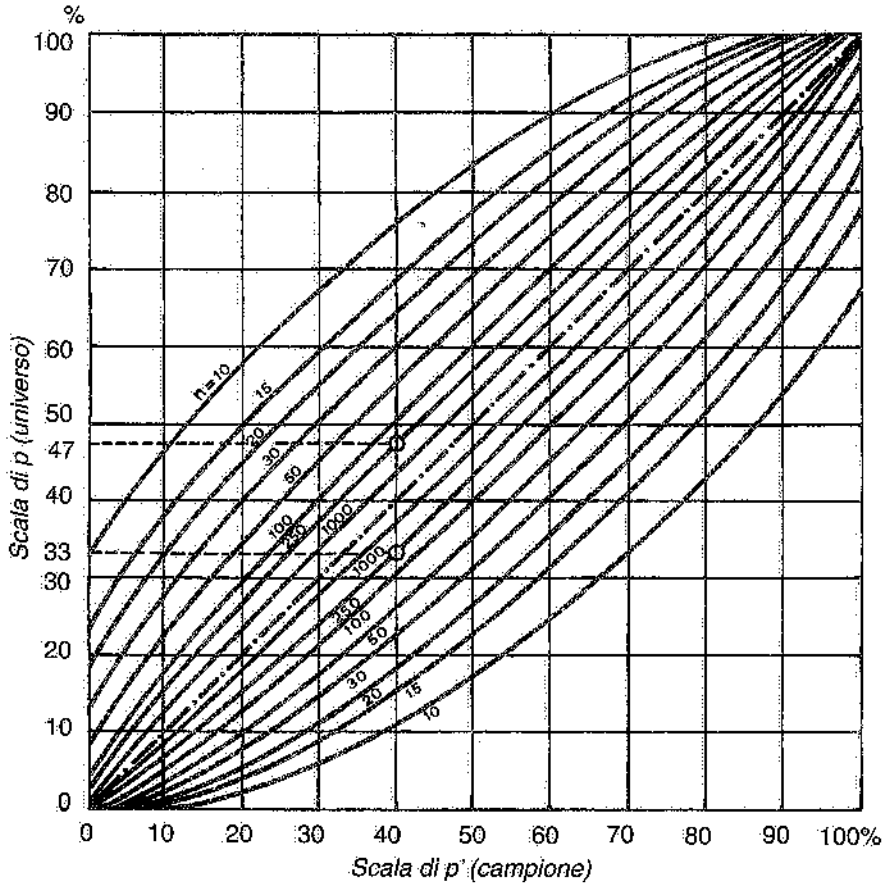
In pratica, si impone che risulti $\pm\Delta \leqslant 0{,}05$ (cioè $\leqslant 5\%$).

A parità di Δ, al fine di ridurre l'intervallo di confidenza del risultato, non resta che aumentare n. In tal modo, attraverso uno o più sondaggi pilota (a popolazione via via crescente) si perviene a stabilire la numerosità del campione più appropriata.

La fig. 8.17 consente anche di determinare n.

In secondo luogo, il campione deve essere *casuale*, ossia gli elementi che entrano a far parte del campione devono avere la stessa probabilità di farne parte degli elementi che non sono stati scelti.

Al fine di assicurare la casualità delle scelte, si può assegnare ad ogni valore della variabile un numero; scrivere i singoli numeri su foglietti di carta e introdurre questi ultimi in un'urna; estrarre i foglietti (e quindi i numeri) dall'urna (10). Sempre allo stesso fine, si ricorre sovente a *numeri casuali* raccolti in tavole che sono state costruite in modo del tutto casuale. Così, la tabella 8.VII fornisce alcuni numeri casuali – generati mediante un elaboratore elettronico – a cinque cifre, cioè variabili casualmente da 00000 a 99999.



Es.: Se un campione con 250 elementi dà per risultato una percentuale di p'=40%, il valore corrispondente dell'universo sarà 40±7% cioè compreso fra 33% e 47%.

Fig. 8.17 – Abaco per la determinazione dell'ampiezza di un campione: fornisce l'intervallo di confidenza, al livello del 95%, entro il quale cade la proporzione incognita p dell'universo, nota che sia la p' del campione e per valori di n = 10, 15, 20, 30, 50, 100, 250, 1000.

8.11. BIBLIOGRAFIA

B. Giardina, *Manuale di statistica*, Milano, F. Angeli.

B. Giardina, *Introduzione ai metodi statistici*, Ivrea, Ed Comunità.

G. Vicario, R. Levi, *Calcolo delle probabilità e statistica per ingegneri*, Bologna, Progetto Leonardo, Esculapio.

(10) Si distingue fra *estrazione* (o campionamento) *con ripetizione* e *estrazione* (o campionamento) *senza ripetizione*, a seconda che i numeri estratti dall'urna vengono via via rimessi nell'urna stessa (cioè nella popolazione) oppure non vi sono più rimessi (in questo caso ogni valore della variabile può essere scelto una sola volta).

Tabella 8.VII – Numeri casuali.

51772	74640	42331	29044	46621	62898	93582	04186	19640	87056
24033	23491	83587	06568	21960	21387	76105	10863	97453	90581
45939	60173	52078	25424	11645	55870	56974	37428	93507	94271
30586	02133	75797	45406	31041	86707	12973	17169	88116	42187
03585	79353	81938	82322	96799	85659	36081	50884	14070	74950
64937	03355	95863	20790	65304	55189	00745	65253	11822	15804
15630	64759	51135	98527	62586	41889	25439	88036	24034	67283
09448	56301	57683	30277	94623	85418	68829	06652	41982	49159
21631	91157	77331	60710	52290	16835	48653	71590	16159	14676
91097	17480	29414	06829	87843	28195	27279	47152	35683	47280
50532	25496	95652	42457	73547	76552	50020	24819	52984	76168
07136	40876	79971	54195	25708	51817	36732	72484	94923	75936
27989	64728	10744	08396	56242	90985	28868	99431	50995	20507
85184	73949	36601	46253	00477	25234	09908	36574	72139	70185
54398	21154	97810	36764	32869	11785	55261	59009	38714	38723
65544	34371	09591	07839	58892	92843	72828	91341	84821	63886
08263	65952	85762	64236	39238	18776	84303	99247	46149	03229
39817	67906	48236	16057	81812	15815	63700	85915	19219	45943
62257	04077	79443	95203	02479	30763	92486	54083	23631	05825
53298	90276	62545	21944	16530	03878	07516	95715	02526	33537
41417	98326	87719	92294	46614	50948	64886	20002	97365	30976
28357	94070	20652	35774	16249	75019	21145	05217	47286	76305
17783	00015	10806	83091	91530	36466	39981	62481	49177	75779
40950	84820	29881	85966	62800	70326	84740	62660	77379	90279
82995	64157	66164	41180	10089	41757	78258	96448	88629	37231
96754	17676	55659	44105	47361	34833	86679	23930	53249	27083
34357	88040	53364	71726	45690	66334	60332	22554	90600	71113
06318	37403	49927	57715	50423	67372	63116	48888	21505	80182
62111	52820	07243	79931	89292	84767	85693	73947	22278	11551
47534	09243	67879	00544	23410	12740	02540	54440	32949	13491
98614	75993	84460	62846	59844	14922	48730	73443	48167	34770
24856	03648	44898	09351	98795	18644	39765	71058	90368	44104
96887	12479	80621	66223	86085	78285	02432	53342	42856	94771
90801	21472	42815	77408	37390	76766	52615	32141	30268	18106
55165	77312	83666	36028	28420	70219	81369	41943	47366	41067
75884	12952	84318	95108	72305	64620	91318	89872	45375	85436
16777	37116	58550	42958	21460	43910	01175	87894	81378	10620
46230	43877	80207	88877	89380	32992	91380	03164	98656	59337
42902	66892	46134	01432	94710	23474	20423	60137	60609	13119
81007	00333	39693	28039	10154	95425	39220	19774	31782	49037
68089	01122	51111	72373	06902	74373	96199	97017	41273	21546
20411	67081	89950	16944	93054	87687	96693	87236	77054	33848
58212	13160	06468	15718	82627	76999	05999	58680	96739	63700
70577	42866	24969	61210	76046	67699	42054	12696	93758	03283
94522	74358	71659	62038	79643	79169	44741	05437	39038	13163

9. Cenni sulle ricerche di mercato

9.1. GENERALITÀ

Le ricerche di mercato riguardano i problemi connessi al trasferimento e alla vendita di beni o servizi (1) e quindi possono fornire, fra l'altro, elementi utili al fine di prevedere la capacità di assorbimento da parte di un mercato dei beni che l'azienda produce o ha intenzione di produrre.

Le ricerche di mercato sono sovente condotte per avere a disposizione elementi probanti sulla domanda di un certo bene e sulla variazione della stessa nel tempo (2).

La conoscenza, anche solo approssimativa, di tali elementi torna utile nel momento in cui si deve decidere la potenzialità del nuovo impianto industriale; essa infatti fa da supporto alla scelta del tipo e del numero di macchinari, alla definizione del quantitativo di materie prime da acquistare, alla stima dei capitali occorrenti. Quando serve a tali fini, l'analisi del mercato viene spesso condotta per analogie, vale a dire cercando di prevedere le possibilità di vendita di un prodotto analogo ad altri già disponibili sul mercato, ma con caratteristiche (prezzo compreso) diverse.

In ogni caso, l'impostazione di uno studio di mercato di questo genere deve essere preceduta dalla definizione di uno o più dei seguenti fattori:

1. la estrapolazione nel futuro degli andamenti registrati nel passato;
2. la previsione dello sviluppo della popolazione (influisce sulla vendita di certi prodotti);
3. le previsioni di aumento del reddito (incide sullo sviluppo del mercato);
4. l'andamento verificatosi su altri mercati più avanzati;
5. i gusti e le tendenze della popolazione.

---

(1) Parlando genericamente di *beni*, si intendono sia i beni *strumentali* (che possono definirsi come beni impiegati per la produzione di altri beni o servizi) sia i beni *di consumo* (servono direttamente al consumatore). Si distingue ancora fra beni materiali e immateriali. A quest'ultima categoria appartengono i cosiddetti *servizi*.

(2) Tali ricerche sono anche utilizzate al fine di conoscere l'evoluzione del mercato e le scelte fatte dai concorrenti. Per inciso, si fa presente che per ottenere risultati significativi ed affidabili dalle ricerche di mercato è necessario che la loro durata sia limitata al massimo.

Gli studi di mercato utilizzano sovente indicazioni fornite da:

a) fonti statistiche (pubblicazioni, notiziari Istat, Annuario statistico italiano, bollettini di statistica, censimenti demografici ed economici);

b) la *legge di gravitazione commerciale (formula di Reilly)*:

$$\frac{V_a}{V_b} = \frac{P_a}{P_b} \cdot \left(\frac{D_b}{D_a}\right)^2 \tag{9.1}$$

dove:

V_a = ammontare delle vendite che la città A attrae da una località intermedia;
V_b = ammontare delle vendite che la città B attrae dalla stessa località intermedia;
P_a = popolazione della città A;
P_b = popolazione della città B;
D_a = distanza della città A dalla località intermedia;
D_b = distanza della città B dalla stessa località intermedia.

Tale legge viene soprattutto applicata per la delimitazione delle aree di mercato, vale a dire della zona che gravita su un centro commerciale. In base a tale legge è stata preparata, dalle Camere di Commercio provinciali, la carta delle aree commerciali d'Italia;

c) *indici territoriali della capacità di acquisto* di certi beni (in genere, beni di consumo);

d) *indici economici* territoriali, alcuni dei quali sono stati raccolti e pubblicati da studiosi ed esperti dei problemi delle ricerche di mercato.

9.2. LA TECNICA DELLE RICERCHE DI MERCATO

Uno studio del mercato volto a valutarne la capacità di acquisto, viene condotto ricorrendo ad uno dei metodi già citati e cioè:

- *analisi* di dati statistici pubblicati da istituti, associazioni, riviste, annuari, giornali economici, ecc.;
- *referendum* (per posta) fra un campione statistico appropriato della popolazione (universo) del mercato allo studio;
- *sopralluoghi* o *interviste* personali su un campione statistico rappresentativo;
- *panel* di consumatori.

Con riferimento agli ultimi tre metodi, è evidente che dovrà essere preventivamente definito non solo il campione, ma anche il questionario da sottoporre agli interpellati.

La preparazione del questionario è particolarmente importante e deve soddisfare a numerosi accorgimenti, quali:

- massima chiarezza e semplicità;
- non prevedere domande imbarazzanti;
- essere possibilmente impostato con il sistema di domande a risposta preformulata (ad esempio: sì, no; non so o non conosco).

Si comprende parimenti l'importanza che assume il modo in cui viene condotta l'intervista allorquando si ricorre ad un metodo di analisi ad intervista o sopralluogo. In altre parole, occorrono intervistatori adatti, preparati, opportunamente istruiti.

La tecnica delle ricerche di mercato prende le mosse dalla (8.20) del capitolo 8 (3):

(3) Ovviamente, nell'ipotesi che interessi un *livello di confidenza* del 95%, che si accetti cioè un rischio del 5% di sbagliare (trattasi del livello di confidenza più adottato in pratica).

$$\text{Prob}\left(\bar{x} - 2\frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}} \leqslant M < \bar{x} + 2\frac{\sigma_c}{\sqrt{n-1}}\right) \approx 0{,}95 \tag{9.2}$$

ovvero dalla (8.22) dello stesso capitolo 8 (2):

$$\text{Prob}\left(p' - 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} \leqslant p < p' + 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}}\right) \approx 0{,}95 \tag{9.3}$$

dove, come sappiamo:

M = media dell'universo (supposto distribuito normalmente oppure infinitamente grande);
$\bar{x}$ = media di un campione scelto casualmente dall'universo e abbastanza numeroso (in ogni caso n>50);
σ_c = scostamento quadratico medio del campione;
p = proporzione dell'universo caratterizzata da un determinato attributo;
p' = proporzione del campione avente lo stesso attributo;
q' = proporzione del campione che non ha l'attributo di cui sopra.

Si applica la (9.2) se la ricerca che si intende condurre riguarda un fenomeno di tipo quantitativo, mentre si ricorre alla (9.3) nel caso di fenomeni caratterizzati da attributi.

Fissato l'errore massimo Δ che si vuole commettere (nel 95% dei casi), si definisce il numero di elementi che devono far parte del campione e li si estrae – ovvero li si rileva – a caso dall'universo.

Si valuta la media $\bar{x}$ (o la proporzione p') del campione e, nel caso di un fenomeno caratterizzato da valori assoluti, il relativo scostamento quadratico medio σ_c (4).

Si potrà allora individuare l'intervallo di confidenza nell'ambito del quale, nel 95% dei casi, si trova la media o la proporzione dell'universo. Se tale intervallo supera l'errore massimo prestabilito, si dovrà aumentare la numerosità del campione.

9.3. ESEMPI

1) Onde ricavare qualche indicazione sulle possibilità di diffusione di un nuovo quotidiano, venne utilizzata un'indagine condotta a suo tempo fra 16.278 persone adulte (su un universo di circa 35 milioni) al fine di stimare il numero di quotidiani letti in media in Italia.

I risultati dell'indagine campionaria sono sintetizzati nella tab. 9.1.

Tabella 9.1 – Risultati di un'indagine di mercato.

N° quotidiani letti x	Frequenza relativa f(x)	x f(x)	x^2 f(x)
0	0,5943	0	0
1	0,3105	0,3105	0,3105
2	0,0637	0,1274	0,2548
3	0,0147	0,0441	0,1323
4	0,0034	0,0136	0,0544
5 o più	0,0034	0,0187	0,1020
	1,000	0,5143	0,8540
	$\bar{x}$ = 0,51 σ_c = 0,768		

Con 95 probabilità su 100, il numero medi di quotidiani letti dall'universo varia fra

(4) Come si può rilevare dalla (9.3), quando la caratteristica del fenomeno è una proporzione, non occorre risalire allo scostamento quadratico medio.

$$0{,}51-2\frac{0{,}768}{\sqrt{16.277}}$$

e

$$0{,}51+2\frac{0{,}768}{\sqrt{16.277}}$$

vale a dire fra 0,498 e 0,522.

2) Una ditta intendeva produrre e lanciare sul mercato un nuovo tipo di motofurgoncino a tre ruote, portata 200 kg, motore a combustione interna da 150 cm^3, adatto alla distribuzione di merci nei centri urbani. Venne condotta una ricerca di mercato volta a definire le caratteristiche del veicolo, il suo prezzo di vendita e la capacità di assorbimento del mercato. A quest'ultimo proposito, l'analisi determinò i seguenti elementi:
   a) il numero dei possibili utenti del prodotto e la loro distribuzione nell'ambito del mercato;
   b) i risultati di precedenti iniziative del genere intraprese dalla concorrenza;
   c) l'attuale assorbimento da parte del mercato di veicoli analoghi;
   d) la possibilità di assorbimento da parte del mercato del nuovo veicolo, tenendo conto del presumibile comportamento della concorrenza;
   e) le previsioni di vendita nei prossimi anni.

   Stabilito di adottare il metodo delle interviste personali, l'indagine venne condotta definendo l'universo (artigiani, grossisti, negozianti nei comuni con almeno 50.000 abitanti) e determinando il numero totale di esercizi delle categorie prescelte in base agli elenchi di categoria disponibili presso le Camere di Commercio di ogni provincia.

   Venivano quindi scelti a caso ed intervistati 1001 esercizi, il 30% dei quali si dichiarava interessato al nuovo prodotto.

   Allora:

$$\sigma_{p'}=\sqrt{\frac{p'\cdot q'}{n-1}}=\sqrt{\frac{0{,}30\cdot 0{,}70}{1000}}=0{,}0145 \quad \text{cioè} \quad 1{,}45\%$$

$$2\sigma_{p'}=0{,}029 \quad \text{cioè} \quad 2{,}9\%\,(<5\%)$$

Si pervenne pertanto alla conclusione che, con 95 probabilità su 100, la percentuale di esercizi effettivamente interessati all'acquisto del nuovo motofurgoncino era compresa tra il 27,1% al 32,9% della popolazione dell'universo.

9.4. BIBLIOGRAFIA

G. Tagliacarne, *Teoria e pratica delle ricerche di mercato*, Milano, Giuffrè.

10. Elementi di teoria delle code

10.1. LA LEGGE DI POISSON

Si consideri un intervallo di tempo $(t, t + \Delta t)$. Supponiamo che la probabilità che si verifichi un certo evento in tale intervallo sia data dalla

(10.1) $$\alpha\,\Delta t$$

dove α è il tasso medio degli eventi nell'unità di tempo (1).

La probabilità che in quell'intervallo si abbia più di un evento sia

(10.2) $$0\,(\Delta t)$$

e quindi trascurabile.

Allora, la probabilità che non si verifichi alcun evento nell'intervallo $(t, t + \Delta t)$ sarà

(10.3) $$1-\alpha\Delta t$$

Si supponga inoltre che ciò che avviene nell'intervallo Δt considerato, sia indipendente da quanto avviene in qualsiasi altro intervallo di tempo Δt.

Si consideri la fig. 10.1: gli eventi sono contrassegnati con circoletti. Sia U un intervallo di tempo, di lunghezza Δt, successivo ad un periodo di tempo durante il quale non si sono registrati eventi, e V un intervallo di tempo, anch'esso lungo Δt, successivo ad alcuni eventi; la probabilità che si verifichi un evento nei due intervalli di tempo Δt è la stessa ed è uguale a $\alpha\,\Delta t$.

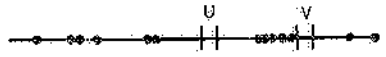


Fig. 10.1 – Rappresentazione grafica di una distribuzione di eventi.

Si dimostra (applicando i teoremi della probabilità composta e totale della statistica) che le ipotesi di cui sopra equivalgono ad assumere che la probabilità che si abbiano x eventi nell'intervallo di tempo t è

(10.4) $$P_x(t)=\frac{e^{-\alpha t}(\alpha\,t)^x}{x!}$$

(1) Si noti che α ha dimensioni di (tempo) $^{-1}$, per cui $\alpha\Delta t$ è un numero puro (probabilità). A sua volta $1/\alpha$ ha dimensione di tempo ed è interpretabile come intervallo medio intercorrente fra un evento e l'altro.

ovvero che nell'intervallo di tempo unitario (t = 1) gli eventi x sono distribuiti secondo la *legge di Poisson*:

$$P(x) = \frac{e^{-\alpha} \cdot \alpha^x}{x!} \tag{10.5}$$

Com'è noto, la media e la varianza della distribuzione di Poisson sono uguali ad α.

Trattandosi di una distribuzione di probabilità, è inoltre possibile ottenere la probabilità di non avere alcun evento (x = 0) nell'intervallo t

$$P_0(t) = e^{-\alpha t} \tag{10.6}$$

e, nell'intervallo unitario

$$P(x = 0) = e^{-\alpha} \tag{10.7}$$

nonché la probabilità di avere un evento (x = 1) nell'intervallo t

$$P_1(t) = \alpha t e^{-\alpha t} \tag{10.8}$$

e, nell'intervallo unitario

$$P(x = 1) = \alpha e^{-\alpha} \tag{10.9}$$

Consideriamo un fenomeno distribuito secondo la legge di Poisson e proponiamoci di determinare la legge di probabilità degli intervalli di tempo che separano due eventi successivi.

Sia T la variabile casuale che rappresenta tali intervalli di tempo, a(t) la sua densità di probabilità e A(t) la sua legge di distribuzione cumulativa.

Per definizione

$$A(t) = \text{Prob}\ (T > t) \tag{10.10}$$

Ma questa è anche la probabilità che nell'intervallo di tempo t non si verifichi alcun evento: per la legge di Poisson tale probabilità è espressa dalla (10.6):

$$P_0(t) = e^{-\alpha t}$$

Risulterà pertanto

$$A(t) = \text{Prob}\ (T > t) = e^{-\alpha t} \tag{10.11}$$

derivando la quale si ottiene

$$a(t) = \alpha \cdot e^{-\alpha t} \tag{10.12}$$

da cui

$$a(t)\,dt = \text{Prob}\ (t \leqslant T < t + dt) = \alpha \cdot e^{-\alpha t}\,dt$$

Calcoliamo la media e lo scostamento quadratico medio della distribuzione esponenziale (10.11):

$$\bar{t} = \int_0^\infty t\,a(t)dt = \int_0^\infty A(t)dt = \int_0^\infty e^{-\alpha t}\,dt = \frac{1}{\alpha}$$

dove $1/\alpha$ rappresenta l'intervallo di tempo medio tra due eventi successivi (α misura il numero medio di eventi nell'unità di tempo);

$$\sigma_t^2 = \int_0^\infty t^2\,a(t)\,dt - \bar{T}^2 = \int_0^\infty t^2 \alpha\, e^{-\alpha t}\,dt - \frac{1}{\alpha^2} = \frac{2}{\alpha^2} - \frac{1}{\alpha^2} = \frac{1}{\alpha^2}$$

per cui

$$\sigma_t = \frac{1}{\alpha}$$

Dalla (10.11), infine, si risale alla distribuzione cumulata degli intervalli di tempo intercorrenti fra un evento ed il successivo ossia alla

$$F(t) = 1 - e^{-\alpha t} \tag{10.13}$$

che fornisce la probabilità che nell'intervallo di tempo t si verifichino uno o più eventi. Alla stessa funzione si perviene partendo dalla (10.6).

Ne consegue che la legge di probabilità esponenziale (10.12) e la legge di Poisson risultano strettamente connesse: più precisamente, dire che un fenomeno è poissoniano nella sua legge di realizzazione, equivale a dire che la legge degli intervalli di tempo è una legge esponenziale negativa.

10.2. IL TEST KS (2)

In pratica, si avrà a disposizione una distribuzione empirica, rilevata a seguito di un'indagine sul fenomeno allo studio. Si tratta pertanto di controllare se è possibile sostituire alla distribuzione empirica una distribuzione teorica.

Ciò può essere fatto applicando il test KS o il test χ^2 (chi-quadrato).

Soffermiamoci dapprima sul test KS. Esso consiste nel valutare, per ogni classe i^{ma} della variabile casuale x, le frequenze relative cumulate A_i della distribuzione empirica e le frequenze relative cumulate B_i della distribuzione teorica *ipotizzata* e nel considerare tutte le differenze, in valore assoluto, fra A_i e B_i: se nessuna differenza supera il valore del rapporto $1{,}36/\sqrt{n}$, con n (numero di osservazioni effettuate) maggiore di 35, si può identificare la distribuzione empirica con la distribuzione ipotizzata.

In formule, indicando con A_i il valore della frequenza cumulata effettiva e con B_i il valore della frequenza cumulata teorica nella i^{ma} classe, se

$$|A_i - B_i| \leqslant \frac{1{,}36}{\sqrt{n}} \tag{10.14}$$

la distribuzione effettiva può essere interpolata con sufficiente approssimazione dalla distribuzione teorica ipotizzata.

Supponiamo, ad esempio, di aver rilevato, di un certo fenomeno, la distribuzione di frequenze relative (probabilità) di cui alla tab. 10.I.

La media aritmetica di tale distribuzione empirica vale $\bar{x} = 5{,}05$. Controlliamo se è possibile sostituire la distribuzione empirica di cui sopra con una distribuzione teorica di Poisson avente la media aritmetica 5,05.

A tale fine applichiamo il test KS (tab. 10.II).

Dall'esame dell'ultima colonna di tale tabella si rileva che nessuna delle differenze fra le frequenze cumulate empiriche e le frequenze cumulate teoriche raggiunge o supera il valore

$$\frac{1{,}36}{\sqrt{n}} = \frac{1{,}36}{\sqrt{300}} = 0{,}0785$$

(essendo n = 300 il numero di rilievi effettuati), per cui si può ritenere che la distribuzione effettiva sia assimilabile ad una distribuzione poissoniana.

Facciamo ora il caso che la variabile si riferisca agli intervalli di tempo intercor-

(2) Dalle iniziali dei due Autori che introdussero il metodo: Kolmogorov-Smirnov.

renti fra un evento ed il successivo. La distribuzione rilevata sia quella di tab. 10.III.

La durata media degli intervalli di tempo fra gli eventi risulta pari a 0,39, il che corrisponde ad un numero medio di eventi nell'unità di tempo (10 minuti) pari a 2,56. Trattandosi di una distribuzione empirica relativa a intervalli di tempo, vediamo se è assimilabile ad una esponenziale negativa caratterizzata dalla stessa durata media. Anche qui, applichiamo il test KS, utilizzando direttamente – come distribuzione teorica – la legge cumulativa esponenziale negativa (tab. 10.IV).

Come si può rilevare, anche in questo caso è possibile sostituire alla distribuzione empirica la distribuzione teorica (esponenziale negativa).

Quando invece la distribuzione empirica di frequenze relative non è sostituibile con una distribuzione di Poisson o esponenziale negativa (né da una delle distribuzioni teoriche note), si ricorre a metodi di simulazione (in particolare al metodo di Monte Carlo di cui si dirà più avanti), partendo sempre dalla distribuzione empirica disponibile.

Tabella 10.I – Distribuzione empirica derivata da 300 rilevamenti.

Eventi (nella unità di tempo) x	Frequenze relative f(x)
0	0,0067
1	0,0367
2	0,0800
3	0,1332
4	0,1800
5	0,1767
6	0,1467
7	0,1000
8	0,0667
9	0,0367
10	0,0167
11	0,0100
12	0,0033
13	0,0033
14	0,0033
15	0,0000
	1,0000

Tabella 10.II – Test KS per il confronto fra la distribuzione degli eventi rilevata in pratica e la distribuzione teorica di Poisson caratterizzata dallo stesso numero medio di eventi nell'unità di tempo.

Eventi x	Frequenze relative empiriche f(x)	Frequenze cumulate empiriche $A = \Sigma f(x)$	Frequenze relative teoriche $g(x) = \frac{e^{-\alpha}\alpha^x}{x!}$	Frequenze cumulate teoriche $B = \Sigma g(x)$	Differenze fra frequenze cumulate empiriche e teoriche $\lvert A - B \rvert$
0	0,0067	0,0067	0,0064	0,0064	0,0003
1	0,0367	0,0434	0,0324	0,0388	0,0046
2	0,0800	0,1234	0,0817	0,1205	0,0029
3	0,1332	0,2566	0,1376	0,2581	0,0015
4	0,1800	0,4366	0,1737	0,4318	0,0048
5	0,1767	0,6133	0,1754	0,6072	0,0061
6	0,1467	0,7600	0,1476	0,7548	0,0052
7	0,1000	0,8600	0,1065	0,8613	0,0013
8	0,0667	0,9267	0,0671	0,9284	0,0017
9	0,0367	0,9634	0,0377	0,9661	0,0027
10	0,0167	0,9801	0,0190	0,9851	0,0050
11	0,0100	0,9901	0,0087	0,9939	0,0038
12	0,0033	0,9934	0,0037	0,9976	0,0042
13	0,0033	0,9967	0,0015	0,9991	0,0024
14	0,0033	1,0000	0,0006	0,9997	0,0003
15	0,0000	1,0000	0,0003	1,0000	0,0000
	1,0000		1,0000		

Tabella 10.III – Distribuzione empirica dei tempi intercorrenti fra gli eventi ricavata da 1496 rilevamenti.

Intervalli di tempo fra 2 eventi (ore) t	Frequenze assolute F_t	Frequenze relative f(t)
0 - 1/6	521	0,349
1/6 - 2/6	340	0,228
2/6 - 3/6	216	0,144
3/6 - 4/6	160	0,101
4/6 - 5/6	94	0,062
5/6 - 6/6	61	0,041
6/6 - 7/6	40	0,026
7/6 - 8/6	27	0,018
8/6 - 9/6	17	0,012
9/6 - 10/6	11	0,008
10/6 - 11/6	7	0,004
11/6 - 12/6	5	0,003
12/6 - 13/6	3	0,002
13/6 - 14/6	2	0,001
14/6 - ∞	2	0,001
	1496	1,000

Tabella 10.IV – Confronto fra una distribuzione effettiva di intervalli di tempo ed una distribuzione teorica esponenziale negativa caratterizzata dalla stessa media.

Intervalli di tempo fra 2 eventi (ore) t	Frequenze relative effettive f(t)	Frequenze cumulate effettive A	Frequenze cumulate teoriche (*) B	Differenze (in valore assoluto) fra frequenze cumulate effettive e teoriche $\lvert A - B \rvert$
0 - 1/6	0,349	0,349	0,348	0,001
1/6 - 2/6	0,228	0,577	0,575	0,002
2/6 - 3/6	0,144	0,721	0,722	0,001
3/6 - 4/6	0,101	0,822	0,820	0,002
4/6 - 5/6	0,062	0,884	0,883	0,001
5/6 - 6/6	0,041	0,925	0,923	0,002
6/6 - 7/6	0,026	0,951	0,950	0,001
7/6 - 8/6	0,018	0,969	0,968	0,001
8/6 - 9/6	0,012	0,981	0,979	0,002
9/6 - 10/6	0,008	0,989	0,986	0,003
10/6 - 11/6	0,004	0,993	0,991	0,002
11/6 - 12/6	0,003	0,996	0,994	0,002
12/6 - 13/6	0,002	0,998	0,996	0,002
13/6 - 14/6	0,001	0,999	0,998	0,001
14/6 - ∞	0,001	1,000	1,000	0,000
	1,000			

(*) $F(t) = 1 - e^{-\alpha t}$ con $\alpha = 2{,}56$.

N.B.: Dato che la variabile casuale "intervalli di tempo" è continua, nel calcolo delle frequenze cumulate teoriche si tiene conto del limite superiore di ogni intervallo anziché del punto centrale.

10.3. IL TEST χ^2

Per ogni classe i della variabile x (in una popolazione infinita), si consideri la differenza fra la frequenza assoluta empirica e quella teorica ipotizzata: $F_i'-F_i$. Quindi si calcoli la

$$\hat{\chi}^2 = \sum_{i=0}^{n} \frac{(F_i' - F_i)^2}{F_i} \tag{10.15}$$

Si dimostra che la distribuzione campionaria di $\hat{\chi}^2$ è approssimata molto bene dalla cosiddetta *distribuzione chi-quadrato*, la cui funzione di densità è

$$\varphi(\chi^2) = \varphi_0 (\chi^2)^{\frac{\nu-2}{2}} \cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}} = \varphi_0 \chi^{\nu-2} \cdot e^{-\frac{\chi^2}{2}} \tag{10.16}$$

Nella (10.16) φ_0 è una costante che dipende dal numero di gradi di libertà $\nu = n - 1 - k$, essendo n il numero di osservazioni effettuate e k il numero di parametri usati per stimare le frequenze attese (M; σ; p; ecc.).

La fig. 10.2 fornisce l'andamento delle distribuzioni χ^2 corrispondenti ad alcuni valori di ν. L'area totale sottostante a ciascuna distribuzione χ^2 è uguale a uno. Apposite tavole forniscono i valori della distribuzione chi-quadrato in funzione del numero di gradi di libertà (tab. 10.V). Precisiamo che si indica con χ^2_p il valore di χ^2 per il quale risulta

$$\text{Prob}\ (\chi^2 \leqslant \chi^2_p) = p$$

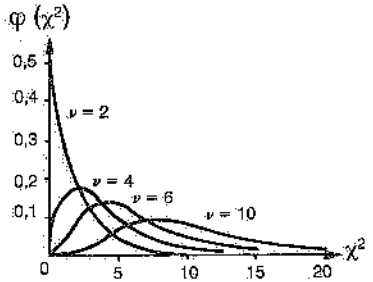


Fig. 10.2 – Distribuzioni di chi-quadrato per alcuni valori di ν.

Così, $\chi^2_{0,95}$ è il valore di χ^2 per il quale il 5% dell'area sottesa dalla distribuzione chi-quadrato è compreso nella "coda" della distribuzione stessa (cioè il 95% dei valori di χ^2 risulta minore di χ^2_p).

La quinta colonna della tab. 10.V fornisce, in funzione dei gradi di libertà ν, i valori di $\chi^2_{0,95}$ cioè i valori di χ^2 per i quali si hanno 5 probabilità su 100 di sbagliare (a tale probabilità si dà il nome di *livello di significatività*).

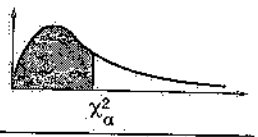
In altre parole, più è grande il valore di $\hat{\chi}^2$ ricavato dalla (10.15), maggiore è la discordanza fra le frequenze empiriche e quelle teoriche. In pratica, si assume un certo valore critico per χ^2 (sovente, $\chi^2_{0,95}$, che è il valore di $\hat{\chi}^2$ al *livello di significatività* di 0,05) e si verifica se il valore di $\hat{\chi}^2$ ottenuto con la (10.15) è maggiore o meno di tale valore: se è maggiore la distribuzione empirica differisce dalla distribuzione ipotizzata; nel caso risulti minore, la distribuzione ipotizzata assimila bene la distribuzione empirica.

Supponiamo, ad esempio, di aver rilevato la distribuzione di eventi di cui alla tab. 10.VI.

La media aritmetica di tale distribuzione è pari a 1,90 eventi all'ora. Ipotizziamo che una distribuzione di Poisson con $\alpha = 1,90$ assimili la distribuzione empirica con sufficiente approssimazione e proponiamoci di verificarlo con il test χ^2.

Compiliamo la tab. 10.VII e applichiamo il test χ^2 avendo preventivamente scelto un livello di significatività pari al 5%. In base alla (10.15) si ottiene il seguente valore del $\hat{\chi}^2$ di campionamento:

Tabella 10.V – Valori di χ^2_p tali che Prob $(\chi^2 \leqslant \chi^2_p) = p$, per i gradi di libertà ν.



ν	$\chi^2_{0,995}$	$\chi^2_{0,99}$	$\chi^2_{0,975}$	$\chi^2_{0,95}$	$\chi^2_{0,90}$
1	7,88	6,63	5,02	3,84	2,71
2	10,6	9,21	7,38	5,99	4,61
3	12,8	11,3	9,35	7,81	6,25
4	14,9	13,3	11,1	9,49	7,78
5	16,7	15,1	12,8	11,1	9,24
6	18,5	16,8	14,4	12,6	10,6
7	20,3	18,5	16,0	14,1	12,0
8	22,0	20,1	17,5	15,5	13,4
9	23,6	21,7	19,0	16,9	14,7
10	25,2	23,2	20,5	18,3	16,0
11	26,8	24,7	21,9	19,7	17,3
12	28,3	26,2	23,3	21,0	18,5
13	29,8	27,7	24,7	22,4	19,8
14	31,3	29,1	26,1	23,7	21,1
15	32,8	30,6	27,5	25,0	22,3
16	34,3	32,0	28,8	26,3	23,5
17	35,7	33,4	30,2	27,6	24,8
18	37,2	34,8	31,5	28,9	26,0
19	38,6	36,2	32,9	30,1	27,2
20	40,0	37,6	34,2	31,4	28,4

Tabella 10.VI – Distribuzione empirica relativa a 200 rilievi.

Eventi/ora x	Frequenze assolute
0	31
1	57
2	53
3	33
4	16
5	7
6	2
7	1
8	0
9	0
	200

tasso medio arrivi:

$\overline{x} = \alpha = 1,90$

Tabella 10.VII – Confronto fra la distribuzione degli eventi rilevata in pratica e una distribuzione teorica di Poisson caratterizzata dallo stesso tasso medio di eventi.

Eventi/ora x	Frequenze assolute F_x	Frequenze relative	Funzione teorica di densità di probabilità (*)	Frequenze assolute teoriche F(x)
0	31	0,155	0,1496	29,92
1	57	0,285	0,2842	56,84
2	53	0,265	0,2700	54,00
3	33	0,165	0,1710	34,20
4	16	0,080	0,0812	16,24
5	7	0,035	0,0309	6,18
6	2	0,010	0,0098	1,95
7	1	0,005	0,0027	0,53
8	0	0,000	0,0006	0,12
9	0	0,000	0,0001	0,02
	200	1,000		200,00

(*) $P(x) = \dfrac{e^{-\alpha} \cdot \alpha^x}{x!}$ con $\alpha = 1,90$

$$\hat{\chi}^2 = \sum_{x=0}^{9} \left\{ \frac{[F_x - F(x)]^2}{F(x)} \right\} = 2{,}3001$$

e poiché, per 9 – 2 = 7 gradi di libertà, il valore di $\hat{\chi}^2$ al livello di significatività del 5% vale $\chi^2_{0,95;7} = 14{,}1$, risulta $\chi^2 < \hat{\chi}^2_{0,95;7}$.

Pertanto, la distribuzione osservata si può identificare con una distribuzione di Poisson.

Consideriamo ancora una distribuzione riferita agli intervalli di tempo intercorrenti fra un evento e l'evento successivo come quella di tab. 10.VIII, caratterizzata da un numero medio di eventi nell'unità di tempo (10 minuti) pari a 1,25. Ipotizziamo un fenomeno modellizzato da una esponenziale negativa caratterizzata dalla stessa durata media e applichiamo il test χ^2 per verificare se, con una prefissata probabilità di rigettare l'ipotesi quando la stessa dovrebbe essere accettata (livello di significatività), la distribuzione empirica e quella teorica sono assimilabili. A tale fine, compiliamo la tab. 10.IX e valutiamo il $\hat{\chi}^2$ di campionamento:

$$\hat{\chi}^2 = \sum_{y=0}^{\infty} \left\{ \frac{[F_y - F(y)]^2}{F(y)} \right\} = 5{,}616$$

Tabella 10.VIII – Distribuzione empirica dei tempi intercorrenti fra gli eventi, ricavata da 329 rilevamenti.

Intervalli di tempi fra 2 eventi (ore) y	Frequenze assolute
0 ÷ 1/6	60
1/6 ÷ 2/6	52
2/6 ÷ 3/6	43
3/6 ÷ 4/6	33
4/6 ÷ 5/6	27
5/6 ÷ 6/6	20
6/6 ÷ 7/6	19
7/6 ÷ 8/6	15
8/6 ÷ 9/6	10
9/6 ÷ 10/6	9
10/6 ÷ 11/6	8
11/6 ÷ 12/6	6
12/6 ÷ 13/6	5
13/6 ÷ 14/6	4
14/6 ÷ ∞	18

Tasso medio degli intervalli di tempo: $\bar{y} = \frac{1}{\alpha} = 0{,}80$

Poiché il numero di gradi di libertà è pari a 15 – 2 = 13, $\chi^2_{0,95;13} = 22{,}4$, per cui $\hat{\chi}^2 < \chi^2_{0,95;13}$.

Anche in questo caso, pertanto, è lecito assimilare la distribuzione osservata ad una distribuzione esponenziale negativa.

Tabella 10.IX – Confronto fra la distribuzione dei tempi di servizio rilevata in pratica ed una distribuzione teorica esponenziale negativa caratterizzata dallo stesso tasso medio dei servizi.

Intervalli di tempi fra 2 eventi (ore) y	Frequenze assolute F_y	Frequenze cumulate teoriche (*)	Frequenze relative teoriche	Frequenze assolute teoriche F(y)
0 ÷ 1/6	60	0,000	0,188	61,85
1/6 ÷ 2/6	52	0,188	0,152	50,00
2/6 ÷ 3/6	43	0,340	0,125	41,12
3/6 ÷ 4/6	33	0,465	0,100	32,90
4/6 ÷ 5/6	27	0,565	0,082	26,98
5/6 ÷ 6/6	20	0,647	0,066	21,71
6/6 ÷ 7/6	19	0,713	0,054	17,76
7/6 ÷ 8/6	15	0,767	0,044	14,47
8/6 ÷ 9/6	10	0,811	0,035	11,51
9/6 ÷ 10/6	9	0,846	0,029	9,54
10/6 ÷ 11/6	8	0,875	0,024	7,90
11/6 ÷ 12/6	6	0,899	0,019	6,25
12/6 ÷ 13/6	5	0,918	0,015	4,93
13/6 ÷ 14/6	4	0,933	0,013	4,28
14/6 ÷ ∞	18	0,946	0,054	17,80
	329	1,000		329,00

(*) $F(y) = 1 - e^{-\alpha y}$ con $\alpha = 1{,}25$.

10.4. APPLICAZIONI IN CAMPO IMPIANTISTICO

Si definiscono:

- cliente o arrivo: la persona o la cosa che deve effettuare o ricevere una determinata operazione;
- coda: assembramento che si può originare in conseguenza dell'afflusso di clienti ed a cui corrisponde un tempo di attesa;
- lunghezza della coda: numero di clienti o di arrivi che devono effettuare o subire l'operazione (3);
- disciplina della coda: ordine secondo il quale i clienti o gli arrivi effettuano o subiscono l'operazione;
- servizio: operazione che deve essere effettuata o ricevuta dal cliente;
- stazione o centro di servizio o di lavoro: chi o ciò che esegue il servizio;
- tempo di servizio: durata di un servizio;
- distribuzione degli arrivi: legge secondo la quale i clienti o gli arrivi vengono a far parte della coda (ovvero legge secondo la quale si distribuiscono i tempi intercorrenti fra un arrivo e l'altro);
- distribuzione dei servizi: legge secondo la quale vengono serviti i clienti (ovvero legge secondo la quale si distribuiscono i tempi necessari per eseguire il servizio, dopo di che il cliente si allontana).

Esemplificando, supponiamo che i clienti giungano ad una stazione di servizio secondo la seguente successione dei tempi di arrivo (espressi in una prestabilita unità di misura e misurati a partire da uno stesso istante iniziale): 1-2-4-10-11-14-20-21-22-24-25-30-32. I tempi di servizio risultino invece pari a 5-10-3-8-3-3-1-2-2-3-4-1 volte l'unità di misura dei tempi prima considerata.

Se sopra uno degli assi cartesiani (fig. 10.3) si riportano i tempi di arrivo e quelli di servizio (contrassegnando i primi con un asterisco, i secondi con un circoletto), si ottiene un diagramma indicante le variazioni che intervengono nella lunghezza della coda al passare del tempo.

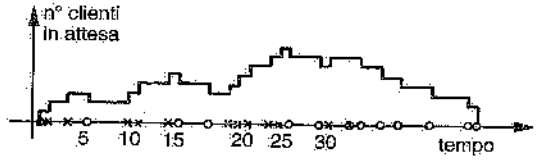


Fig. 10.3 – Variazioni nella lunghezza di una coda determinata da distribuzioni casuali dei tempi in cui si verificano gli arrivi ed in cui si completano i servizi.

L'applicazione della teoria delle code è rivolta ad individuare il numero minimo di stazioni necessarie per espletare un certo servizio, oppure ad organizzare il centro od i centri di servizio disponibili in modo che possano servire il massimo numero di clienti con la minima attrezzatura o manodopera.

I problemi che si affrontano con la teoria delle code consistono cioè nel determinare il numero di stazioni di servizio necessario per soddisfare nel modo più economico le richieste dei clienti, nell'ipotesi che la distribuzione degli arrivi non si possa modificare. Pretendere l'economicità della soluzione significa trovare l'alternativa più conveniente, vale a dire la soluzione per la quale la somma del costo dovuto all'attesa dei clienti e quello dovuto ai servizi risulta minima (a parità di livello del servizio prestato).

Riferiamoci, più specificatamente, ai problemi inerenti agli impianti industriali (e

(3) Generalmente, la lunghezza della coda comprende anche i clienti che stanno effettuando o ricevendo il servizio.

le recenti estensioni della teoria delle code alla soluzione di tali problemi hanno consentito di trovare soluzioni economiche e razionali). Allora gli arrivi possono comprendere: carichi o materiali da trasportare o da lavorare, autocarri o altri mezzi di trasporto da caricare o scaricare, macchine da riparare o da alimentare con stampi, utensili, ecc. Per stazioni o centri di servizio si può intendere: mezzi di trasporto, macchine o attrezzature, impianti, operatori, banchine di carico o scarico, ecc.; mentre il servizio sarà costituito da trasporti, lavorazioni, carichi o scarichi e così via.

In tutti questi casi, è ovvio che una attesa da parte dei clienti che devono subire un "servizio" presso una o più stazioni, si traduce in un costo; e poiché l'attesa sarà tanto più prolungata quanto più insufficienti, inadatte o inefficienti sono le stazioni di servizio (fig. 10.4), si comprende come il relativo costo dipenda da numero, tipo e utilizzazione delle stazioni di servizio stesse, come evidenziato dal diagramma di fig. 10.5.

D'altra parte, l'aumento del numero di stazioni di servizio o una loro sostituzione con altre più efficienti, si traduce in maggiori costi per l'azienda, l'andamento dei quali è rappresentabile da una curva del tipo di fig. 10.6. Riportando in un unico grafico le due curve dei costi (fig. 10.7), si può rilevare come la soluzione più conve-

Fig. 10.4 – Migliorando l'efficienza delle stazioni di servizio, l'attesa diminuisce.

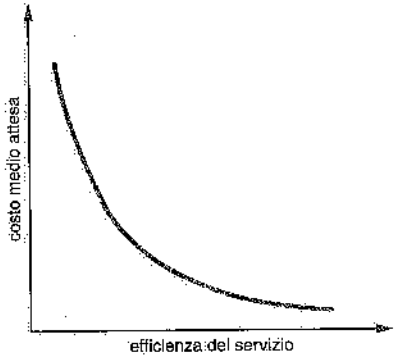


Fig. 10.5 – Costo dell'attesa in funzione dell'efficienza delle stazioni di servizio.

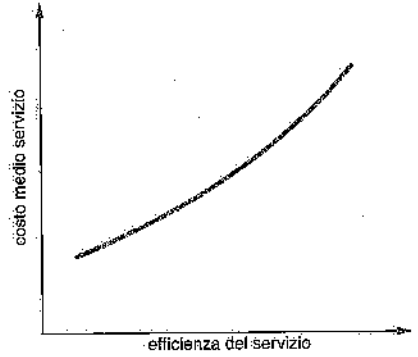


Fig. 10.6 – Costo del servizio in funzione dell'efficienza delle stazioni di servizio.

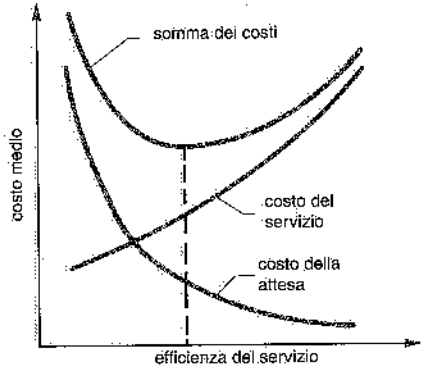


Fig. 10.7 – La soluzione ottima di un problema di code è quella cui corrisponde il valore minimo dei costi dovuti al servizio ed all'attesa.

niente sia quella, sopra indicata, cui corrisponde il minimo costo totale delle attese e dei servizi.

Il modo più adatto per costruire il diagramma di fig. 10.7 e individuare la soluzione ottima è quello di determinare:

a) mediante la teoria delle code, il tempo medio di attesa per diverse efficienze del servizio (numero e tipi di stazioni, meccanizzazione delle stesse, ecc.);
b) costo dovuto al servizio, riferito all'unità di tempo e per diverse efficienze del servizio stesso.

Numerosi sono i modelli matematici finora elaborati per la risoluzione di problemi di code. Nelle pagine seguenti si riportano le principali formule conclusive di quei metodi che hanno maggiore attinenza con la soluzione di problemi relativi agli impianti industriali.

10.5. SIMBOLOGIA

Nelle pagine che seguono, adotteremo la seguente simbologia:

n = numero di clienti presenti nel sistema in un certo istante;
m = numero di possibili clienti (o popolazione dei clienti);
s = numero di stazioni di servizio;
$A(n)$ = probabilità che, nell'unità di tempo, si verifichino n arrivi;
$S(n)$ = probabilità che, nell'unità di tempo, vengano portati a termine n servizi;
$A(t)$ = distribuzione cumulativa degli intervalli di tempo t intercorrenti tra un arrivo ed il successivo con una funzione di densità di probabilità a(t): indica la probabilità che nell'intervallo di tempo t arrivi almeno un cliente;
$a(t)$ = funzione di densità di probabilità degli intervalli di tempo intercorrenti fra un arrivo ed il successivo;
$S(t)$ = distribuzione cumulativa dei tempi di servizio: indica la probabilità che almeno un servizio si completi nell'intervallo di tempo t;
$s(t)$ = funzione di densità di probabilità dei tempi di servizio;
$P_n(t)$ = probabilità che al tempo t vi siano n clienti nella coda (sia in attesa che in servizio);
p_n = probabilità costante (indipendente dal tempo) che vi siano n clienti nella coda (sia in attesa che in servizio);
L = lunghezza media della coda (ossia numero medio di clienti in attesa e in servizio): $L = \sum_{n=0}^{m} n\, p_n$;
T_c = tempo medio di attesa nella coda;
W = tempo medio per attesa e servizio;
λ = numero medio di arrivi nell'unità di tempo;
μ = numero medio di servizi effettuati nell'unità di tempo da una stazione;
ρ = parametro di utilizzazione ($\rho = \lambda/\mu$).

10.6. IMPOSTAZIONE DEL PROBLEMA

In vista della risoluzione di un problema di code, si devono preventivamente raccogliere informazioni su:

– la popolazione dei clienti;

- il numero delle stazioni di servizio;
- la disciplina della coda;
- la distribuzione degli arrivi;
- la distribuzione dei servizi.

Si tratta in sostanza di stabilire se la popolazione dei clienti è finita od infinita e se le stazioni di servizio sono numerose oppure se ve n'è una sola. Inoltre, si deve definire la disciplina della coda: questa può essere del tipo primo arrivato-primo servito; preferenziale; casuale o altro ancora. Il primo tipo (nel quale l'ordine di precedenza è stabilito dall'ordine di arrivo) è quello che si verifica più frequentemente nel campo che ci interessa. Infine, si dovrà precisare il tipo di distribuzione (nel tempo) degli arrivi e dei servizi.

L'arrivo dei clienti ad una stazione di servizio può avvenire secondo diverse distribuzioni: regolari, casuali, erlanghiane, ecc. Nel campo inerente agli impianti industriali, due sono i tipi di distribuzione degli arrivi che più comunemente si verificano in pratica:

a) arrivi regolari: ossia susseguentisi ad intervalli di tempo sempre uguali (esempio: alimentazione di una macchina mediante convogliatore aereo avente velocità costante);
b) arrivi distribuiti secondo la legge di Poisson o secondo la esponenziale negativa (a seconda che ci si riferisca al numero degli arrivi in una unità di tempo prestabilita o agli intervalli di tempo intercorrenti fra un arrivo e l'altro).

Nel primo tipo di distribuzione i clienti arrivano, uno alla volta, ad intervalli di tempo regolari R. Il numero degli arrivi nell'unità di tempo è uguale a 1/R. La legge di distribuzione degli intervalli di tempo intercorrenti fra un arrivo e il successivo è caratterizzata dall'essere

$$A(t) = 0 \quad \text{per} \quad t < R$$
$$A(t) = 1 \quad \text{per} \quad t \geqslant R$$

ossia la probabilità che si verifichi un arrivo in un intervallo di tempo t minore di R è nulla, mentre si ha la certezza [A(t) = 1], che si verifichi un arrivo nell'intervallo di tempo $t \geqslant R$.

Il secondo tipo di arrivi è caratterizzato dalla nota legge di distribuzione

$$A(n) = \frac{e^{-\lambda} \cdot \lambda^n}{n!}$$

ovvero secondo la seguente distribuzione cumulativa degli intervalli di tempo fra gli arrivi

$$A(t) = 1 - e^{-\lambda t}$$

e dalla funzione di densità di probabilità

$$a(t) = \lambda e^{-\lambda t}$$

Analogamente, si possono avere le seguenti leggi di distribuzione dei servizi:

a) servizi regolari: ossia aventi durata costante R' (esempio: lavaggio di un prodotto mediante un impianto automatico). La legge di distribuzione cumulativa è data dalla

$$S(t) = 0 \quad \text{per} \quad t < R'$$
$$S(t) = 1 \quad \text{per} \quad t \geqslant R'$$

b) servizi distribuiti secondo la legge di Poisson

$$S(n) = \frac{e^{-\mu} \cdot \mu^n}{n!}$$

ovvero, se si considerano i tempi di esecuzione, secondo la legge esponenziale negativa; per cui la durata dei servizi segue la distribuzione cumulativa

$$S(t) = 1 - e^{-\mu t}$$

e la funzione di densità di probabilità dei tempi di servizio risulta

$$s(t) = \mu e^{-\mu t}$$

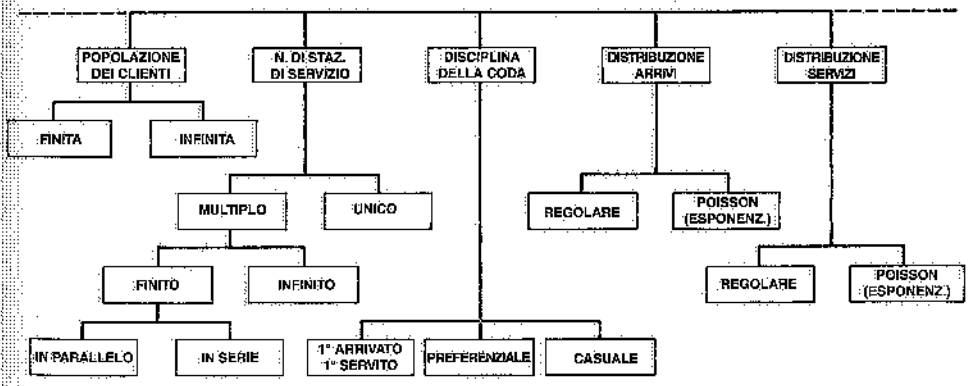
10.7. ALCUNI MODELLI TEORICI SULLE CODE

La tab. 10.X riassume i principali parametri che si devono definire prima di impostare la risoluzione di un problema di code.

Riportiamo di seguito i modelli matematici risolutivi di problemi di code particolarmente frequenti nel campo impiantistico e caratterizzati dai seguenti parametri distintivi:

- numero di clienti molto elevato o infinito (4);
- stazione di servizio unica;
- disciplina della coda del tipo primo arrivato-primo servito;
- distribuzione degli arrivi e dei servizi dei seguenti tipi:
  1) arrivi poissoniani (ovvero esponenziali), servizi esponenziali;
  2) arrivi regolari, servizi esponenziali;
  3) arrivi poissoniani (esponenziali), servizi regolari.

Tabella 10.X – Elementi distintivi che più frequentemente si presentano nei problemi di code.



(4) Si noti che ci si riferisce a possibili clienti; il numero medio di clienti che effettivamente arrivano alla stazione è invece limitato e pari a λ.

Caso 1) La coda è definita dalle seguenti equazioni (indipendenti dalle condizioni iniziali):

$$\lambda p_0 = \mu p_1 \qquad \text{se } n = 0$$

$$(\lambda + \mu) p_n = \lambda p_{n-1} + \mu p_{n+1} \qquad \text{se } n = 1, 2, \ldots$$

La risoluzione di queste equazioni fornisce la probabilità di una coda lunga n:

$$p_n = \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{\mu}\right) \qquad 0 < \frac{\lambda}{\mu} < 1 \tag{10.17}$$

È stato inoltre dimostrato che il numero medio di unità presenti nel sistema è

$$L = \frac{\frac{\lambda}{\mu}}{1 - \frac{\lambda}{\mu}} = \frac{\lambda}{\mu - \lambda} \tag{10.18}$$

Esempio: stazione di servizio alla quale pervengono, secondo la legge di Poisson, sei clienti all'ora (in media): $\lambda = 6$.

La stazione può servire, in media, 9 clienti all'ora (ancora secondo una distribuzione poissoniana): $\mu = 9$.

Allora: $\frac{\lambda}{\mu} = \frac{6}{9} = \frac{2}{3}$

Se la popolazione dei possibili clienti è infinita e la disciplina della coda è del tipo primo arrivato-primo servito, la probabilità di avere una coda di lunghezza pari a n, si ottiene dalla (10.17):

$$p_n = \left(\frac{2}{3}\right)^n \cdot \left(1 - \frac{2}{3}\right)$$

Il seguente specchietto fornisce la probabilità per alcuni valori di n:

n =	0	1	2	3	4	...
p_n =	1/3	2/9	4/27	8/81	16/243	...

La (10.18) fornisce il numero medio di clienti in attesa nella coda e in fase di servizio:

λ/μ =	1/2	2/3	3/4	4/5	7/8	...
L =	1	2	3	4	7	...

Caso 2) Si sono trovate le seguenti equazioni risolutive:

$$p_n = p_0 (1 - p_0)^n$$

dove

$$1 - p_0 = e^{-(\mu p_0 T_\lambda)}$$

essendo T_λ il tempo medio tra gli arrivi ($T_\lambda = 1/\lambda$).

Caso 3) Risulta:

$$W = \frac{\lambda}{2\mu^2\left(1 - \frac{\lambda}{\mu}\right)} \qquad \frac{\lambda}{\mu} < 1$$

mentre il tempo medio di attesa è dato dalla

$$T_c = \frac{1}{2\mu\left(1 - \frac{\lambda}{\mu}\right)}$$

La risoluzione dei tre casi sopra considerati si presenta più complessa quando non si può più considerare la popolazione dei possibili clienti come infinita (è quanto si verifica in molti problemi di natura industriale: ad esempio, il numero di autocarri che accedono alla piattaforma livellatrice di carico è limitato, il numero di macchine semiautomatiche servite da un operatore, pure, e così via). Tuttavia, nel *caso 1)* sopra considerato (arrivi secondo la legge esponenziale di Poisson, servizi secondo la legge esponenziale negativa), è disponibile un modello matematico ancora abbastanza semplice. Si fa distinzione fra il caso in cui la stazione di servizio sia unica ed il caso in cui si abbiano più stazioni di servizio.

Stazione di servizio unica: nell'ipotesi che il numero dei possibili clienti sia finito ed uguale a m, che la disciplina della coda sia del tipo primo arrivato-primo servito, che gli arrivi avvengano secondo la legge di Poisson e che la distribuzione del tempo di servizio segua una legge esponenziale negativa, si possono applicare le seguenti equazioni risolutive (con $n = 1, 2, \ldots, m$):

$$p_n = m\,(m-1)\ldots(m-n+1) \cdot \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^n \cdot p_0$$

$$p_0 = 1 - \sum_{n=1}^{m} p_n \qquad \sum_{n=0}^{m} p_n = 1$$

$$L = m - \frac{\lambda + \mu}{\lambda} \cdot (1 - p_0)$$

Stazioni di servizio multiple (ma in numero finito): se gli arrivi avvengono secondo la legge di Poisson ed il tempo di servizio è anch'esso distribuito secondo la legge esponenziale negativa, valgono le seguenti equazioni:

$$m\lambda p_0 = \mu p_1 \tag{10.19}$$

$$[(m-n)\cdot\lambda + n\mu]\, p_n = (m-n+1)\cdot\lambda p_{n-1} + (n+1)\mu p_{n+1} \qquad \text{quando } 1 \leqslant n < s \tag{10.20}$$

$$[(m-n)\cdot\lambda + s\mu]\, p_n = (m-n+1)\cdot\lambda p_{n-1} + s\mu p_{n+1} \qquad \text{quando } s \leqslant n < m \tag{10.21}$$

Dalla prima equazione si può ricavare il valore di p_1/p_0. Dalle (10.20) e (10.21) si ottiene rispettivamente:

(10.22) $$(n+1)\mu p_{n+1} = (m-n)\lambda p_n \qquad \text{quando } 1 \leqslant n < s$$

(10.23) $$s\mu p_{n+1} = (m-n)\lambda p_n \qquad \text{quando } s \leqslant n < m$$

La probabilità che nel sistema vi siano n clienti (tra quelli che sono in attesa e quelli che stanno ricevendo il servizio), si ottiene rilevando che:

(10.24) $$p_0 = 1 - \sum_{n=1}^{m} p_n$$

Si tratta, noti che siano m e λ/μ, di calcolare p_1/p_0 mediante la (10.19). Quindi determinare il rapporto p_{n+1}/p_n applicando la (10.22) o la (10.23), a seconda che $1 \leqslant n < s$ oppure $s \leqslant n < m$.

Nei due casi, si ricavino tutti i valori del rapporto (n = 1, 2, ..., m)

(10.25) $$\frac{p_n}{p_0} = \frac{p_n}{p_{n-1}} \cdot \frac{p_{n-1}}{p_0}$$

Si sommino fra loro i valori p_1/p_0 così trovati e si risolva la (10.24) in funzione di p_0. Adesso p_0 è noto e si può ricavare p_n dalla (10.25).

Il tempo medio di attesa si può calcolare mediante la

(10.26) $$T_c = \frac{1}{s\mu} \sum_{s+1}^{m} (n-s)\, p_n$$

Esempio: carico di petrolio su chiatte destinate al trasporto fluviale. Numero delle chiatte: 10; numero dei pontili per il carico contemporaneo delle stesse: 5. Numero medio di arrivi (distribuiti secondo la legge di Poisson) nell'unità di tempo: 4; durata del carico (distribuita secondo la legge esponenziale) pari a 8.

Si vuole conoscere:

- le probabilità p_n che vi siano n chiatte in attesa o in fase di carico;
- la lunghezza media della coda;
- il tempo di attesa prevedibile per le chiatte in coda.

Allora:

$$m = 10; \quad s = 5; \quad \lambda = 4; \quad \mu = 8; \quad \frac{\lambda}{\mu} = \frac{1}{2}$$

Le formule e la procedura viste più sopra consentono di determinare p_n (tab. 10.XI).

Il tempo medio di attesa di ogni chiatta (nell'unità di misura adottata per il tempo) vale $T_c = 0{,}0038$.

Nel caso in esame, la lunghezza della coda ed il tempo medio di attesa sono molto piccoli: il che può far pensare che 5 posti di carico siano troppi. Si ripetano i calcoli per s = 4 ed eventualmente s = 3. Quindi, confrontando i costi derivanti dalla mancata utilizzazione dei pontili con i costi delle attese delle chiatte, si può individuare la soluzione del problema cui corrisponde il minor costo.

10.8. IL METODO DI MONTE CARLO

Trattasi del metodo di simulazione più adottato in pratica. Per simulazione di un fenomeno si intende la riproduzione artificiale del fenomeno stesso e della sua evoluzione nel tempo, secondo certi parametri di equivalenza, da definire di volta in volta.

Tabella 10.XI – Calcolo di p_n nell'esempio delle chiatte.

n	Chiatte in fase di carico	Chiatte in attesa	Pontili liberi	p_{n+1}/p_n	p_n/p_0	p_n
0	0	0	5			0,01694
1	1	0	4	9/4	5,00	0,084
2	2	0	3	8/6	11,25	0,189
3	3	0	2	7/8	15,00	0,253
4	4	0	1	6/10	13,12	0,221
5	5	0	0	1/2	7,87	0,133
6	5	1	0	4/10	3,94	0,066
7	5	2	0	3/10	1,575	0,027
8	5	3	0	2/10	0,472	0,008
9	5	4	0	1/10	0,0945	0,002
10	5	5	0	0	0,0094	0,000
					58,3309	

Si distinguono quattro categorie di modelli simulativi:

- *modelli iconici*: riproducono fisicamente, su scala ridotta, il fenomeno allo studio;
- *modelli analogici*: sostituiscono a certi parametri fisici di un fenomeno altri elementi ritenuti adatti a riprodurne in modo soddisfacente il comportamento;
- *modelli simbolici*: rappresentano le proprietà del fenomeno allo studio sotto forma di equazioni matematiche;
- *modelli numerici*: rappresentano numericamente le grandezze che intervengono nel fenomeno allo studio. Possono essere: *deterministici* se consentono di risolvere problemi di natura combinatoria, simulando numericamente i vari modi in cui possono avvenire i fenomeni allo studio; *stocastici* o *probabilistici* se simulano fenomeni aleatori delle cui variabili casuali è nota la distribuzione di probabilità.

Il cosiddetto metodo di Monte Carlo è un modello simulativo del tipo numerico stocastico e trova applicazioni sempre più frequenti in campo industriale per la risoluzione di problemi aventi caratteristiche probabilistiche e la cui precisa rilevazione risulti difficile o troppo costosa.

Tale metodo si applica alla risoluzione di problemi inerenti alle file di attesa secondo la seguente procedura:

1°) si definisce la variabile del problema;
2°) si determina la distribuzione di frequenza empirica (in base a dati opportunamente rilevati in pratica);
3°) si scelgono a caso dei numeri casuali nelle relative tabelle o si effettuano estrazioni casuali dei dati rilevati in pratica;
4°) i valori così trovati determinano una probabile rappresentazione del fenomeno;
5°) si utilizza il modello approntato per ottenere la soluzione che interessa.

Vediamo di illustrare tale procedura con un esempio. La variabile x del fenomeno allo studio sia il numero di volte in cui si verifica, in una unità di tempo prestabilita, un certo evento. Supponiamo che in base ad un rilevamento fatto sul campo si sia riscontrata la distribuzione di cui alla tabella 10.XII.

Sappiamo come si procede per verificare se tale distribuzione empirica può essere sostituita con una distribuzione di Poisson avente la stessa media aritmetica. Supponiamo di aver condotto una verifica di quel genere con esito negativo. Si possono allora presentare i seguenti casi.

1. La distribuzione empirica è interpolabile con una distribuzione normale. In tale caso, si può simulare l'andamento della variabile con il metodo di Monte Carlo, ricorrendo alla tavola dei valori casuali di

$$y = \frac{x - M}{\sigma}$$

cioè della distribuzione normale standardizzata (tab. 10.XIII). Così, se la distribuzione normale della variabile x rilevata in pratica avesse media M e scostamento quadratico medio σ, si prende a caso un valore y' e si calcola il valore campionario x' = M + y'σ (tab. 10.XIV).

Tabella 10.XII – Distribuzione dei dati rilevati di un fenomeno (n = 100).

Alternative	Numero di eventi per unità di tempo x	Frequenza relativa f(x)
1	930	0,20
2	940	0,40
3	950	0,18
4	960	0,12
5	970	0,06
6	980	0,03
7	990	0,01
	Totale	1,00

2. La distribuzione empirica non è sostituibile con una delle distribuzioni teoriche note (oppure non si è fatto un controllo per stabilire se l'interpolazione è possibile). Si applica allora il metodo di Monte Carlo nel modo seguente: si immettono in un'urna tanti tagliandi contenenti il numero di eventi per unità di tempo rilevato in pratica quante sono le volte in cui si è registrato tale numero. Nell'esempio, si imbussolano 20 tagliandi contrassegnati con il numero 930; 40 tagliandi con il numero 940; 18 con il numero 950; 12 con il 960; 6 contrassegnati con il numero 970; 3 con il 980 e 1 con il numero 990.

Tabella 10.XIII – Valori casuali della variabile standardizzata y con media = 0 e scostamento quadratico medio = 1.

−1,752	−0,329	−1,256	0,318	1,531	0,349	−0,958	−0,059	0,415	−1,084
−0,291	0,085	1,701	−1,087	−0,443	−0,292	0,248	−0,539	−1,382	0,318
−0,933	0,130	0,634	0,889	1,409	−0,883	−0,095	0,229	0,129	0,367
−0,450	−0,244	0,072	1,028	1,730	−0,056	−1,488	−0,078	−2,361	−0,992
0,512	−0,882	0,490	−1,304	−0,266	0,757	−0,361	0,194	−1,078	0,529
−0,702	0,472	0,429	−0,664	−0,592	1,443	−1,515	−1,209	−1,043	0,278
0,284	0,039	−0,518	1,351	1,473	0,889	0,300	0,339	−0,206	1,392
−0,509	1,420	−0,782	−0,429	−1,266	0,627	−1,165	0,819	−0,261	0,409
−1,776	−1,033	1,977	0,014	0,702	−0,435	−0,816	1,131	0,656	0,061
−0,044	1,807	0,342	−2,510	1,071	−1,220	−0,060	−0,764	0,079	−0,964
0,263	−0,578	1,612	−0,148	−0,383	−1,007	−0,414	0,638	−0,186	0,507
0,986	0,439	−0,192	−0,132	0,167	0,883	−0,400	−1,440	−0,385	−1,414
−0,441	−0,852	−1,446	−0,605	−0,348	1,018	0,963	−0,004	2,504	−0,847
−0,866	0,489	0,097	0,379	0,192	−0,842	0,065	1,420	0,426	−1,191
−1,215	0,675	1,621	0,394	−1,447	2,199	−0,321	−0,540	−0,037	1,185
−0,475	−1,210	0,183	0,526	0,495	1,297	−1,613	1,241	−1,016	−0,090
1,200	0,131	2,502	0,344	−1,060	−0,909	−1,695	−0,666	−0,838	−0,866
−0,498	−1,202	−0,057	−1,354	−1,441	−1,590	0,987	0,441	0,637	−1,116
−0,743	0,804	−0,028	1,119	−0,598	0,279	2,241	0,830	0,267	−0,156
0,779	−0,780	−0,954	0,705	−0,361	−0,734	1,365	1,297	−0,142	−1,387
−0,206	−0,195	1,017	−1,167	−0,079	−0,452	0,058	−1,068	−0,394	−0,406
−0,092	−0,927	−0,439	0,256	0,503	0,338	1,511	−0,465	−0,118	−0,454
−1,222	−1,582	1,786	−0,517	−1,080	−0,409	−0,474	−1,890	0,247	0,575
0,068	0,075	−1,383	−0,084	0,159	1,276	1,141	0,186	−0,973	−0,266
0,183	1,600	−0,335	1,553	0,889	0,896	−0,035	0,461	0,486	1,246

Quindi si estrae a sorte un numero abbastanza elevato (mai minore di 50) di tagliandi, rimettendo nell'urna i tagliandi via via estratti, oppure si ricorre alle tavole dei numeri casuali (tab. 8.VII). Si simula così la sequenza degli eventi, avendo lasciati immutati i dati essenziali del problema (distribuzione empirica degli eventi e ampiezza dell'unità di tempo).

Nel caso 2 sopra considerato, si può applicare il metodo di Monte Carlo secondo la seguente modalità: si determini la frequenza cumulata degli eventi rilevati in pratica (tab. 10.XV) e se ne tracci la relativa curva, riportando sulle ascisse gli eventi x e sulle ordinate le frequenze cumulate (fig. 10.8).

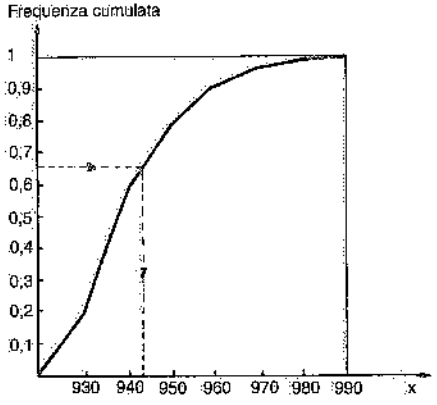


Fig. 10.8 – Curva delle frequenze cumulate empiriche.

Tabella 10.XIV – Simulazione di un fenomeno distribuito normalmente con media pari a 50 e scostamento medio = 4.

Successione delle alternative simulate (*)	Valori casuali di y'	N. di eventi per unità di tempo M + y' σ
1	0,058	50,232
2	1,511	56,044
3	−0,474	48,104
4	1,141	54,564
5	−0,035	49,860
6	−0,696	47,912
7	1,523	56,092
8	−2,030	41,880
9	−3,154	37,384
10	0,346	51,384
...	.....	.....

(*) E' ovvio che quanto più numerose sono le alternative simulate, tanto più l'analisi Montè Carlo conduce a risultati vicini alla soluzione reale: in ogni caso si consiglia di non considerare mai meno di 50 alternative.

Tabella 10.XV – Determinazione della frequenza cumulata.

Alternative	N. di eventi per unità di tempo x	Frequenza relativa f(x)	Frequenza cumulata f(x)
1	930	0,20	0,20
2	940	0,40	0,60
3	950	0,18	0,78
4	960	0,12	0,90
5	970	0,06	0,96
6	980	0,03	0,99
7	990	0,01	1,00
		1,00	

Si estraggano a caso dei numeri oppure si ricorra alle tavole dei numeri casuali, scegliendone un numero sufficientemente elevato (≥ 50). A ognuno di tali numeri si faccia corrispondere un valore dell'ordinata nel diagramma suddetto: tale ordinata individuerà un punto sulla curva delle frequenze cumulate e quindi un valore delle ascisse (eventi). Si può così simulare – anche in questo caso – una distribuzione degli eventi sulla base della distribuzione effettiva.

10.9. ALCUNI ESEMPI

Applichiamo i concetti esposti nelle pagine precedenti ad alcuni casi pratici.

1° caso. In un reparto di lavorazione, i trasporti interni sono affidati ad un carrello elevatore a forche che provvede a movimentare da una macchina all'altra i contenitori con i pezzi in lavorazione. Si tratta di controllare se tale carrello è in grado di effettuare tempestivamente tutti i trasporti da una macchina all'altra in modo da assicurare il lavoro a tutti gli operatori.

Quando un operatore ha ultimato la lavorazione dei pezzi contenuti in un contenitore, chiama il carrellista il quale provvede a trasportare il contenitore presso la macchina che deve effettuare l'operazione successiva e ad alimentare il posto di lavoro dianzi liberato con un nuovo contenitore.

È evidente che se il carrellista è già impegnato in un altro trasporto, l'operatore e la macchina che hanno terminato il lavoro sostano inattivi fino a quando il carrello non provvederà al relativo servizio. Può quindi verificarsi una "attesa" degli operatori che hanno ultimato il lavoro: proponiamoci di verificare con la teoria delle code se il carrello elevatore è sufficiente ad eseguire in condizioni di economicità tutti i trasporti del reparto.

Si possono definire:

- arrivi: gli operatori che necessitano del carrello;
- numero degli arrivi: numero di operatori che abbisognano del carrello in una unità di tempo prestabilita (ad esempio, il giorno);
- coda: le macchine e gli operatori che attendono il servizio da parte del carrello;
- disciplina della coda: primo arrivato-primo servito;
- servizi: i trasporti effettuati dal carrello elevatore;
- numero di servizi: trasporti che il carrello è in grado di effettuare in una unità di tempo uguale a quella degli arrivi;
- stazione di servizio: il carrello con il relativo manovratore.

Per definire le distribuzioni degli arrivi e dei servizi, si supponga di aver effettuato un certo numero di rilievi nel reparto, avendo assunta come unità di tempo la giornata lavorativa. Tali rilievi sono stati raccolti nelle tabelle 10.XVI e 10.XVII.

Tabella 10.XVI – Numero di arrivi al giorno rilevati in 71 osservazioni.

Arrivi/giorno x	Frequenza relativa (*) f(x)
0	0,0845
1	0,1268
2	0,1268
3	0,2820
4	0,2258
5	0,0704
6	0,0282
7	0,0423
8	0,0132
Numero medio di arrivi: 3,05/g	

(*) Numero di unità di tempo in cui si sono verificati gli arrivi x.

Occorre ora accertare se le due distribuzioni sono poissoniane o di altro tipo. Ciò può farsi con i test KS o χ^2.

Tale verifica conduce al seguente risultato: la distribuzione effettiva degli arrivi è attendibilmente poissoniana, mentre la distribuzione dei servizi differisce significativamente dalla distribuzione teorica di Poisson.

Come si è detto nelle pagine precedenti, se anche la distribuzione dei servizi fosse stata poissoniana, la lunghezza media della coda e la probabilità di avere n macchine in coda si potevano ottenere applicando i modelli disponibili.

Tabella 10.XVII – Numero dei serviti al giorno rilevati in 33 osservazioni.

Servizi/giorno y	Frequenza relativa (*) f(y)
0	0,1212
1	0,0606
2	0,1212
3	0,0303
4	0,1212
5	0,0606
6	0,0303
7	0,1212
8	0,0606
9	0,0000
10	0,1212
11	0,0000
12	0,0000
13	0,0909
14	0,0000
15	0,0000
16	0,0303
17	0,0303
18	0,0000
Numero medio di servizi: 6,0903/g.	

(*) Numero delle unità di tempo in cui si sono verificati i servizi y.

Non essendo però poissoniana la distribuzione dei servizi, si deve ricorrere al metodo di Monte Carlo.

Si pongano in due urne separate dei tagliandi rappresentanti le due distribuzioni empiriche degli arrivi e dei servizi (così, per gli arrivi, 6 tagliandi contrassegnati con 0; 9 tagliandi con 1; 9 contrassegnati con 2 e così via).

Si estraggano poi 50 tagliandi dall'urna degli arrivi e 50 tagliandi dall'urna dei servizi (mettendo ogni volta nell'urna il tagliando estratto). Si costruisca ora la tab. 10.XVIII che consente di valutare la lunghezza media della coda e la probabilità di avere n macchine in attesa.

Tabella 10.XVIII – Simulazione della formazione della coda con il metodo di Monte Carlo.

Unità di tempo	N. arrivi	N. arrivi + coda fine periodo preced.	N. servizi	Coda
1	7	7	2	5
2	4	9	10	0
3	4	4	3	1
4	3	4	4	0
5	4	4	2	2
6	3	5	5	0
7	0	0	1	0
8	7	7	10	0
9	7	7	8	0
10	2	2	7	0
11	6	6	4	2
12	1	3	5	0
13	2	2	1	1
14	1	2	3	0
15	3	3	2	1
16	4	5	2	3
17	0	3	2	1
18	2	3	5	0
19	1	1	4	0
20	5	5	13	0
21	3	3	6	0
22	3	3	8	0
23	2	2	2	0
24	3	3	4	0
25	7	7	2	5
26	4	9	2	7
27	3	10	7	3
28	1	4	4	0
29	3	3	1	2
30	3	5	4	1
31	3	4	2	2
32	0	2	2	0
33	1	1	2	0
34	4	4	4	0
35	6	6	3	3
36	3	6	2	4
37	2	6	1	5
38	4	9	2	7
39	4	11	8	3
40	1	4	2	2
41	0	2	5	0
42	2	2	1	1
43	2	3	6	0
44	3	3	2	1
45	2	3	7	0
46	0	0	2	0
47	4	4	13	0
48	4	4	4	0
49	3	3	2	1
50	5	6	2	4
			Totale	67

Infatti, in generale, indicando con p_n la probabilità di avere n clienti in coda, si può scrivere

$$p_0 = \frac{\text{n° di volte in cui compare lo zero}}{\text{n° di eventi simulati}} = \frac{\#(0)}{N}$$

$$p_n = \frac{\#(n)}{N}$$

Risulta

$$\sum p_n = 1$$

Inoltre, la lunghezza media della coda vale

$$L = \sum n\, p_n$$

Nel caso della tabella 10.XVIII risulta

$$P_0 = \frac{26}{50} = 0{,}52$$

$$P_1 = \frac{8}{50} = 0{,}16$$

$$P_2 = \frac{5}{50} = 0{,}10$$

$$P_3 = \frac{4}{50} = 0{,}08$$

e così via.

2° caso. Una ditta gestisce un magazzino per la fornitura e la consegna agli acquirenti di prodotti finiti confezionati in scatole di cartone. La consegna delle merci viene effettuata dal fornitore mediante furgoncini.

Si tratta di determinare il numero di veicoli economicamente più conveniente per soddisfare tutte le ordinazioni giornaliere, variabili da un giorno all'altro.

In questo problema di code, gli arrivi sono costituiti dalle ordinazioni, i servizi dalle consegne effettuate, le stazioni di servizio dai furgoni.

Supponiamo di aver riscontrato che le distribuzioni degli arrivi e dei servizi sono normali con i seguenti valori dei parametri caratteristici (media M e scostamento quadratico medio σ):

- arrivi: $M_\lambda = 500$ ordini al giorno; $\sigma_\lambda = 50$;
- servizi (ci si riferisce ad un veicolo): $M_\mu = 100$; $\sigma_\mu = 10$.

Per la simulazione del fenomeno si può ricorrere alla tavola dei valori casuali della distribuzione normale standardizzata. Si prende cioè a caso da tale tavola un numero y' e si calcola il valore campionario $x' = M + y'\sigma$, tanto per gli arrivi quanto per i servizi.

Infine, assumiamo il costo di un furgoncino impiegato per le ore normali di lavoro pari a 300 euro al giorno e il costo per l'impiego di ciascun veicolo durante le ore di lavoro straordinario, pari a 60 euro all'ora.

Come si è detto, il problema di determinare il numero più conveniente di automezzi, deve soddisfare la seguente condizione (dovuta a motivi di politica commerciale): smaltire in giornata tutte le ordinazioni. Questa ipotesi semplifica evidente-

Tabella 10.XIX – Organizzazione di un servizio di distribuzioni di materiali al domicilio degli acquirenti (i costi sono indicati in centinaia di euro).

a	b	Arrivi c	Arrivi d	Servizi e	Servizi f	Lav. straordinario g	Lav. straordinario h	i	l
N. di furgoni	giorni	Valori casuali di y'	N. di ordinazioni al giorno 500 + 50 c	Valori casuali di y''	N. di spedizioni al giorno: (100 + + 10e) · a	(*) d − f	Costo: 6ag8 / f	Costo lavoro ordinario	Costo totale h + i
5	1	-1,256	437	0,318	516	0			
	2	1,701	585	-1,087	446	139	75		
	3	0,634	532	0,899	545	0			
	4	0,072	504	1,028	551	0			
	5	0,490	525	-1,304	435	90	50		
	6	0,429	521	-0,664	467	54	28	5x30x6=	
							153	900	1.053
6	1	-1,256	437	0,318	619	0			
	2	1,701	585	-1,087	534	51	28		
	3	0,634	532	0,899	654	0			
	4	0,072	504	1,028	662	0			
	5	0,490	525	-1,304	522	3	2		
	6	0,429	521	-0,664	560	0		6x30x6=	
							30	1.080	1.110
8	1	-1,256	437	0,318	825	0			
	2	1,701	585	-1,087	713	0			
	3	0,634	532	0,899	872	0			
	4	0,072	504	1,028	882	0			
	5	0,490	525	-1,304	696	0			
	6	0,429	525	-0,664	747	0		8x30x6=	
							—	1.440	1.440

(*) N. di spedizioni fuori orario normale.

mente il problema, rispetto a quella, più generale, che ricercasse il numero ottimo di furgoni con possibilità di trasferire parte delle spedizioni al giorno successivo.

Consideriamo allora tre possibili soluzioni: con 5-6-8 veicoli (in pratica converrà esaminare un numero maggiore di alternative) e, riferendoci ad un periodo di tempo di 6 giorni (anche nei confronti del tempo sarebbe meglio estendere l'esame ad un numero di giorni maggiore), compiliamo la tab. 10.XIX.

Nel caso del problema considerato, la soluzione che prevede l'impiego di 5 furgoni risulta la più conveniente.

In pratica, il numero di soluzioni in alternativa è quasi sempre più elevato e quindi i calcoli relativi più complessi, per cui, nella maggior parte dei casi, si deve ricorrere all'impiego di elaboratori elettronici.

10.10. BIBLIOGRAFIA

G. Avondo Bodino, F. Brambilla, *Teoria delle code*, Milano, Istituto Cisalpino.
D.R. Cox, W. Smith, *Queus*, London, Methuen.
A.K. Erlang, *The life and work of A.K. Erlang*, Copenaghen.
R. Haller, Brown, *Queuing theory applied to military communications systems*.
W. Feller, *An introduction to probability theory and its applications*.
B. Giardina, *Casi di applicazione di ricerca operativa*, Varese, La Scuola in Azione.
T. Saaty, *Elements of queueing theory*, New York, McGraw-Hill Book Company.
A. Kaufmann, R. Cruon, *Les phenomenes d'attente*, Paris, Dunod.
M. Spiegel, *Statistica*, Milano, Etas Libri.
F. Brambilla, *Trattato di Statistica*, Torino, Utet.

11. Il metodo delle osservazioni istantanee

11.1. CONCETTI INFORMATORI DEL METODO

Il metodo delle osservazioni istantanee (*work sampling*) è utilizzato per misurare la percentuale di attività (funzionamento, soste, guasti, interruzioni, ecc.) di uno o più impianti, senza procedere a rilievi cronometrici continui (1).

Poiché l'attività che si vuole misurare si identifica, in sostanza, con un attributo, risulta evidente la convenienza di applicare, per la sua misura, i concetti di teoria delle probabilità, esposti nel capitolo 8. È così possibile valutare la precisione dei risultati con un prestabilito livello di confidenza.

Riferiamoci ad un caso particolare: si supponga di dover misurare per quanto tempo (durante le ore lavorative) un carroponte rimane inattivo. Se, come in genere avviene, il lavoro del carroponte non segue cicli regolari, l'applicazione del metodo delle osservazioni istantanee si impone.

Poiché di solito ci si accontenta di un livello di confidenza del 95% e si ammette un errore massimo di ± 5%, si potrà applicare la conclusione a cui siamo pervenuti nel capitolo 8.§ 9 per fenomeni di tipo qualitativo, e cioè:
se la distribuzione del fenomeno allo studio è assimilabile ad una distribuzione binomiale ed il campione estratto dall'universo è abbastanza grande, l'intervallo di confidenza

$$\text{da} \quad p' - 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} \quad \text{a} \quad p' + 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} \tag{11.1}$$

comprende approssimativamente, nel 95% dei casi, la percentuale p incognita. Questa, nell'esempio considerato, rappresenta la proporzione vera del tempo di inattività del carroponte, mentre

p' = percentuale (espressa in decimali) delle osservazioni effettuate che rispecchiano l'attributo allo studio (inattività);
q' = percentuale complementare (sempre espressa in decimali), cioè di osservazioni che hanno rilevato il carroponte in funzione;
n = numero di osservazioni, per conoscere il quale si effettuano sovente uno o più

(1) Fenomeni del tipo qui considerato non si riproducono ad intervalli regolari né in condizioni sempre eguali, per cui il rilievo cronometrico risulta in genere difficoltoso o poco probante.

rilevamenti preliminari e si applica poi la (8.26) cioè $n = \frac{4p'q'}{\Delta^2} + 1$, dove Δ è l'errore massimo assoluto.

Sovente, nel campo del work sampling, l'errore massimo consentito è espresso in percento di p' (errore relativo), cioè come $\frac{\Delta}{p'} \cdot 100\%$. Risulta allora, ponendo $\frac{\Delta}{p'} = \delta$ e per un livello di confidenza pari al 95%

$$\pm \frac{\Delta}{p'} = \pm \delta = \pm 2 \frac{\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}}}{p'}$$

e quindi

$$\pm \delta = \pm 2 \sqrt{\frac{q'}{(n-1)p'}} \tag{11.2}$$

ovvero

$$n = \frac{4q'}{p'\delta^2} + 1 \tag{11.3}$$

Con la (11.3) si sono costruite le curve di fig. 11.1, contraddistinte da valori diversi di $\delta \cdot 100\%$.

Riprendiamo l'esempio del carroponte e supponiamo che i risultati definitivi, ottenuti a seguito di sondaggi sull'attività della gru, siano i seguenti:

osservazioni con gru ferma:	1.401
osservazioni con gru in funzione:	2.600
osservazioni totali (2):	4.001

Risulta:

$$p' = \frac{1.401}{4.001} = 0{,}35$$

$$q' = 1 - 0{,}35 = 0{,}65$$

Se l'errore massimo consentito è ± 5%, a seconda che ci si riferisce all'errore assoluto o a quello relativo, risulta:

$$\Delta = 2 \sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} = 2 \sqrt{\frac{0{,}35 \cdot 0{,}65}{4000}} = 0{,}01508$$

$$\delta = \frac{\Delta}{p'} = 2 \sqrt{\frac{q'}{(n-1) \cdot p'}} = 2 \sqrt{\frac{0{,}65}{4000 \cdot 0{,}35}} = 0{,}04309$$

Nell'esempio, sia Δ che δ risultano $< 0{,}05$. Allora

$$2\sigma_{p'} = 2 \sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} = 1{,}5\%$$

Possiamo quindi dire che si hanno 95 probabilità su 100 che il tempo reale di inattività del carroponte sia all'incirca compreso fra 0,35±0,015, ossia fra il 33,5% e il 36,5% del tempo totale (teorico) durante il quale la gru potrebbe funzionare.

(2) Il numero totale di osservazioni, inizialmente incognito, è stato individuato attraverso successivi rilevamenti preliminari.

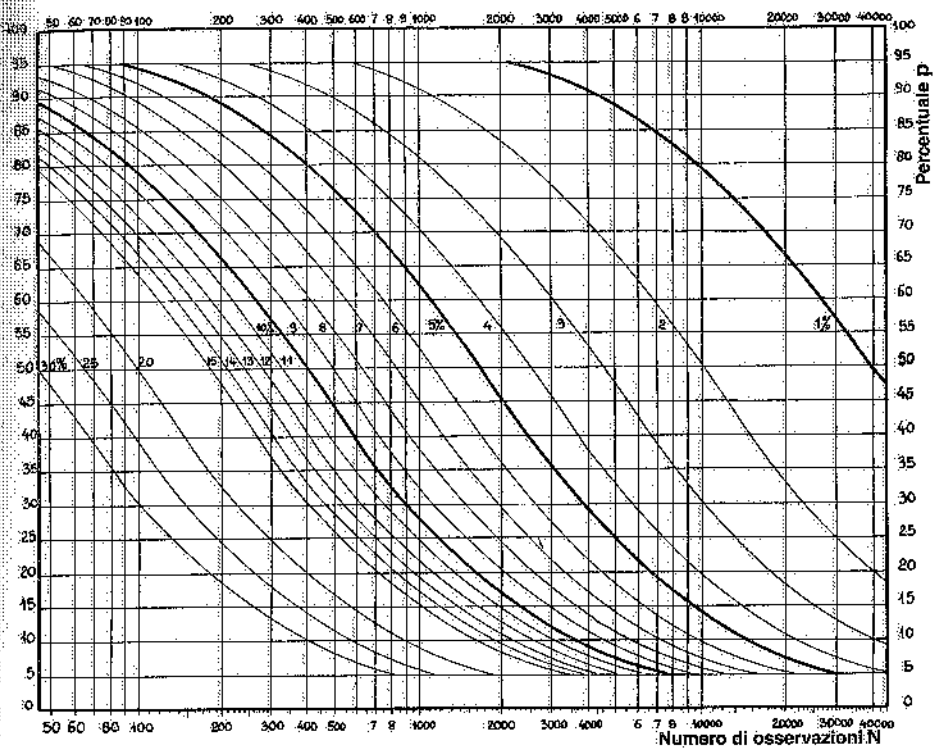


Fig. 11.1 – Grafico per la determinazione del numero di osservazioni istantanee in funzione dell'errore ammesso, della percentuale p che caratterizza il fenomeno in esame e per un livello di confidenza del 95%. L'errore ammesso (riportato sulle curve) è espresso in percentuale di p', cioè è $\Delta/p' \cdot 100$.

Per l'applicazione del metodo in esame alla valutazione dell'attività di uno o più impianti, valgono le stesse condizioni già esposte a proposito della determinazione della numerosità di un campione e cioè:

- le osservazioni devono essere sufficientemente *numerose*: il loro numero è individuato in funzione dell'errore massimo ammesso e dei risultati ottenuti per p' e q' attraverso uno o più rilievi preliminari;
- le osservazioni devono essere *casuali*: a tale fine, si ricorre all'impiego di numeri casuali per stabilire l'orario dei rilevamenti e, quando si deve studiare la percentuale di attività di più impianti, la successione delle osservazioni.

Inoltre, nel caso specifico, le osservazioni devono essere *istantanee*: infatti, un prolungamento di ciascuna osservazione altererebbe la frequenza casuale.

11.2. COME SI APPLICA IL METODO

Si definisce anzitutto il problema da studiare, vale a dire il motivo per cui si applica il metodo delle osservazioni istantanee (di volta in volta potrà essere l'attività

o l'inattività di un carroponte o di un qualsiasi mezzo di trasporto, le fermate di uno o più impianti, ecc.).

Quindi si precisa il livello di confidenza voluto (di solito, il 95%) e si individua – eventualmente per gradi – il numero di rilevazioni da fare perché l'errore finale (assoluto o relativo) non risulti superiore a quello prefissato (ad esempio, ± 5%).

Se il fenomeno allo studio è periodico, le osservazioni devono essere estese, con legge del tutto casuale, a più periodi (se i cicli sono diversi gli uni dagli altri) oppure compiute entro il tempo lungo il quale si svolge un singolo ciclo (se i cicli sono tutti uguali fra loro).

Quando gli impianti da osservare sono numerosi ed il percorso da compiere per il rilievo è lungo, è la durata del percorso che regola la frequenza delle osservazioni: ad esempio, se si dovessero osservare 15 mezzi di trasporto e la durata media del percorso fosse di 20 minuti, si può contare, al massimo, su tre rilievi all'ora oppure ricorrere a più rilevatori.

Il percorso da seguire viene individuato sul posto oppure sul disegno della sistemazione planimetrica dello stabilimento. Il percorso deve comunque essere sperimentato in pratica, controllando che ogni impianto da osservare sia ben visibile e individuato. A favore di una maggiore casualità delle osservazioni si suggerisce, nel caso di tragitti piuttosto lunghi, di modificare di volta in volta il punto di partenza lungo il percorso prestabilito.

Gli istanti in cui si effettuano i rilievi devono essere – come si è detto – scelti a caso. A tale fine, si può ricorrere a semplice *sorteggio* (estraendo cioè a sorte un certo numero di biglietti, preventivamente numerati e immessi in un'urna: i numeri estratti indicano il minuto in cui effettuare le osservazioni nell'ambito di ogni singola ora lavorativa o dell'intera giornata) oppure alle *tavole dei logaritmi* decimali (ad esempio, le ultime due cifre a destra delle mantisse rappresentano i minuti) o ancora alle *tavole di numeri casuali* (tab. 8.VII).

Noto il numero di osservazioni e definita la loro cadenza, si iniziano i rilievi in loco, non senza aver prima precisato al rilevatore (o ai rilevatori) come devono essere eseguiti i rilievi stessi. In proposito, torneranno utili tabelle di rilevazione del tipo qui esemplificato, che facilitano il lavoro di rilevamento e quello di riepilogo giornaliero.

Attributi	Carroponte 045	Totale
attivo	𝍸 𝍸 𝍸 𝍸 𝍸 𝍸	96
inattivo	𝍸	4

Infine, si verifica se l'errore sta entro i limiti prestabiliti e si individuano le conclusioni cui lo studio consente di pervenire.

11.3. ESEMPIO

Al fine di organizzare il servizio di manutenzione dei telai di una tessitura, occorre conoscere le interruzioni dovute a guasti che si verificano su tali telai.

Supponiamo che l'analisi debba essere condotta su 25 telai e che, in base ad una indagine preliminare, si sia trovato che le macchine restano ferme per il 30% circa del tempo (teorico) di lavoro.

Interessa conoscere, con un livello di confidenza del 95% e con un errore massimo relativo del 5%, per quanto tempo le 25 macchine restino effettivamente ferme in conseguenza di guasti.

La (11.3) – ovvero la fig. 11.1 – consente di trovare il numero di osservazioni da effettuare. Risulta n = 3733 (per i 25 telai). Supponiamo che queste osservazioni debbano essere fatte in una settimana: allora il numero di osservazioni giornaliere è

$$\frac{3733}{25 \cdot 6} \approx 25$$

ossia circa 3 all'ora.

Portato a termine il rilevamento, supponiamo che risulti

$$p' = 35\%$$

$$q' = 65\%$$

Allora

$$\delta = 2\sqrt{\frac{q'}{(n-1)\,p'}} = 2\sqrt{\frac{0{,}65}{3732 \cdot 0{,}35}} = 0{,}0446 < 0{,}05$$

$$2\sigma_{p'} = 2\sqrt{\frac{p'q'}{n-1}} = 2\sqrt{\frac{0{,}2275}{3732}} = 0{,}015$$

Si può quindi dire che – con un livello di confidenza del 95% e con un errore relativo inferiore al 5% – le 25 macchine restano ferme per guasti dal 33,5% al 36,5% del tempo totale lavorativo.

11.4. BIBLIOGRAFIA

R.M. Barnes, *Pratique des observations instantanées*, Paris, Les Editions d'Organisation.

12. Tecniche di programmazione

12.1. IL DIAGRAMMA DI GANTT

Il metodo tradizionale utilizzato per la programmazione (1) ed il controllo delle attività di ricerca, progettazione e costruzione, è quello noto come *diagramma di Gantt*, dal cognome di Henry L. Gantt, che lo presentò sotto la configurazione di *bar chart* (per questo, esso viene anche denominato *diagramma a barre*): lo scopo originario era quello di rappresentare graficamente il carico di lavoro delle macchine nei reparti produttivi.

Nella sua attuale applicazione, il metodo prevede che, individuate le attività richieste per la realizzazione di un progetto, le stesse vengano indicate – una per ogni riga – all'estremità sinistra del costruendo diagramma. Quindi, per ogni attività, si traccia – verso destra ed in una scala appropriata – un segmento o barra orizzontale, avente lunghezza proporzionale al tempo richiesto per la sua attuazione. In definitiva, il diagramma così costruito riporta le attività necessarie per eseguire il progetto, i tempi previsti per le singole attività e lo sviluppo complessivo del lavoro. La stesura del diagramma viene eseguita nella fase di impostazione del progetto, nella quale le durate delle attività sono stimate, in base all'entità del lavoro da svolgere ed alle esperienze precedenti (fig. 12.1).

Semplice da costruire e facile da interpretare, il diagramma di Gantt consente inoltre di tenere sotto controllo l'avanzamento dei lavori. Per evidenziare tale avanzamento, si sovrappone alle barre che rappresentano le varie attività, una seconda serie di barre corrispondente al lavoro svolto fino al momento del controllo (fig. 12.2).

Il diagramma di Gantt presenta però lo svantaggio che non mette in evidenza le immancabili interrelazioni che si registrano nei progetti, né le attività critiche. Per ovviare a tali carenze, si ricorre a tecniche come il PERT o il CPM, utilizzando comunque il Gantt – stante la sua facilità di interpretazione – a complemento e sintesi delle stesse.

---

(1) Il termine programmazione è stato definito come "rappresentazione grafica anticipata degli elementi di un'attività" ed ha i seguenti scopi:

- precisare la successione logico-temporale delle diverse attività, operazioni o fasi di un progetto;
- determinare le durate parziali e il tempo finale della realizzazione del programma;
- rendere possibile il controllo dello sviluppo del progetto secondo i piani prestabiliti.

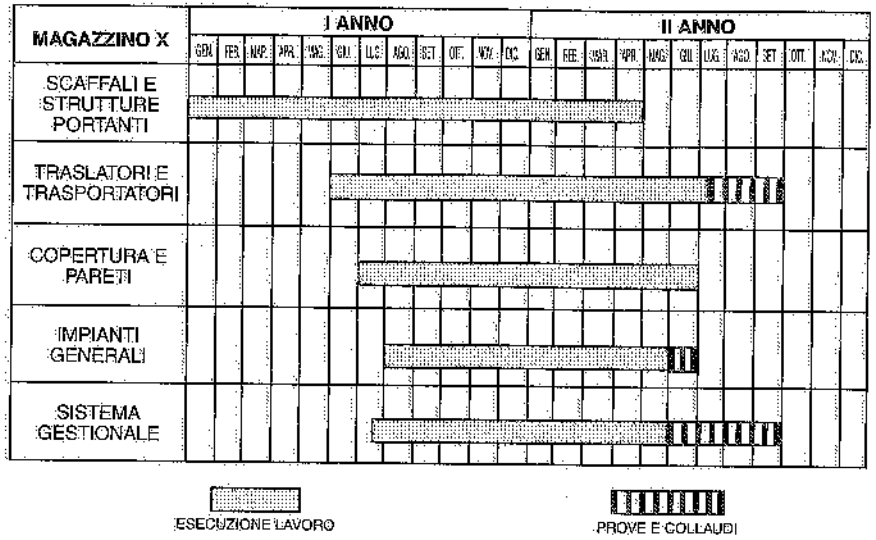


Fig. 12.1 – Diagramma di Gantt con l'indicazione dei tempi previsti per le principali attività realizzative di un magazzino industriale.

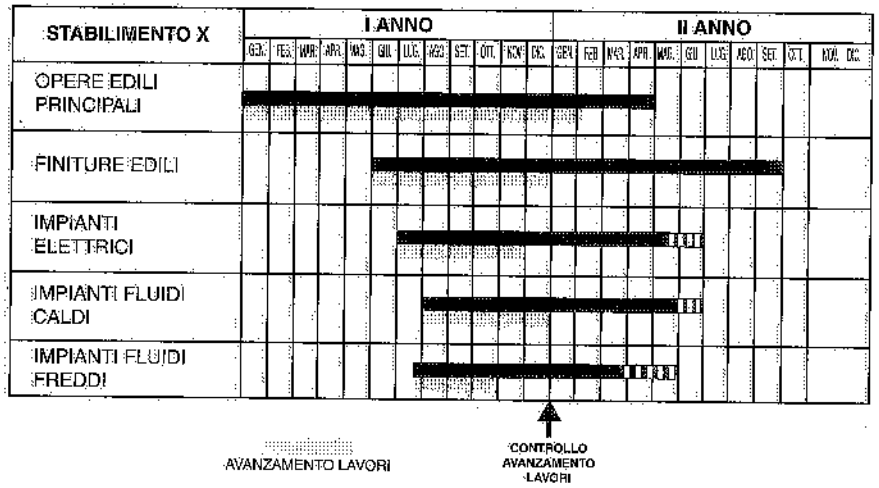


Fig. 12.2 – Diagramma di Gantt relativo alla costruzione di uno stabilimento industriale con evidenziato l'avanzamento dei lavori ad una certa data.

12.2. IL METODO PERT

Il PERT (*Program Evaluation and Review Technique*) è un metodo di programmazione e di controllo ideato ed applicato allo sviluppo del progetto del missile Polaris. In seguito, il metodo è stato applicato alla pianificazione, valutazione e controllo dei più svariati programmi di ricerca e di sviluppo.

In particolare, negli ultimi anni il PERT ha trovato applicazioni sempre più frequenti nel campo industriale.

Tale tecnica comporta un'analisi approfondita del programma cui viene applicata, tenendo conto dei parametri che intervengono in qualsiasi pianificazione (tempi, risorse o prestazioni, costi, ecc.); mette in evidenza le attività costituenti il programma (attività quasi sempre fra loro concatenate secondo legami e interdipendenze non facilmente individuabili); inoltre, offre la possibilità di intervenire sul programma per distribuire meglio le risorse disponibili o per assicurare tempestivamente le risorse necessarie; consente infine di controllare se lo svolgimento delle attività avviene secondo i piani previsti.

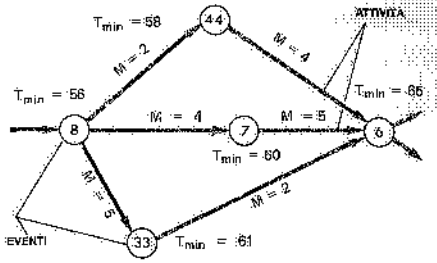


Fig. 12.3 – Stralcio di un reticolo PERT (rappresentazione originaria).

Descriviamo brevemente il metodo PERT riferendoci alla sua rappresentazione grafica originale. In fig. 12.3 è riportato un *reticolo* elementare, nel quale le frecce contraddistinguono le *attività* (2), ossia le operazioni, le prestazioni o le attese delle varie fasi in cui si può dividere il programma allo studio ed alle quali corrisponde un tempo di esecuzione; le frecce stesse evidenziano inoltre la successione secondo la quale le fasi del programma devono verificarsi; infine, i cerchi rappresentano gli *eventi* (data di inizio o di fine di ciascuna attività) (3).

Il reticolo costituisce dunque un mezzo di rappresentazione grafica di un programma di lavoro.

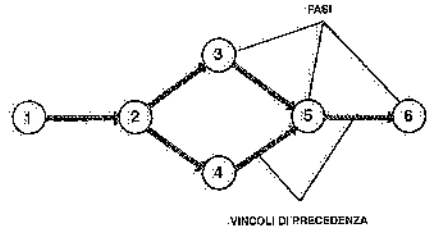


Fig. 12.4 – Stralcio di un programma di lavoro raffigurato secondo regole diverse dal PERT originario.

Per la costruzione di un reticolo, si deve anzitutto suddividere il programma allo studio nelle varie operazioni elementari (attività) che lo compongono: la suddivisione sarà più o meno spinta a seconda del dettaglio richiesto all'analisi PERT (4); inoltre, terrà conto di tutte le connessioni e interdipendenze che sussistono fra gli eventi. Successivamente, attività ed eventi saranno raffigurati su un reticolo impostato come quello esemplificato in fig. 12.3.

Ricordiamo a questo punto che l'impostazione e la stessa rappresentazione originaria del PERT hanno subìto molte varianti. Una di queste, ad esempio, prevede la seguente impostazione: le operazioni elementari – chiamate fasi anziché attività – vengono raffigurate nel reticolo non più da una freccia, ma da circoletti; questi sono poi collegati da frecce che hanno il significato di vincoli di precedenza temporale (fig. 12.4). Poiché però questa variante, come del resto numerose altre derivate dal sistema

(2) Nel linguaggio PERT, l'*attività* è stata definita come "un atto per raggiungere un certo obiettivo nell'ambito di un programma e caratterizzato da una durata".

(3) Nel linguaggio PERT, l'*evento* è stato definito come l'"istante da cui è possibile iniziare l'attività successiva".

(4) Vale la pena di rilevare che quanto più l'analisi di un programma viene approfondita, tanto più facile risulta la formulazione delle previsioni di durata delle singole attività. Inoltre, si possono individuare meglio i legami di interdipendenza fra i vari eventi. Infine, risulta facilitato il controllo di tutto il programma. Per contro, com'è ovvio, aumenta il costo di esecuzione dell'analisi.

primitivo, non si discosta concettualmente dall'impostazione sopra esposta, continueremo a riferirci al sistema originario (5).

Nella stesura del reticolo è opportuno tenere presenti le seguenti regole fondamentali:

1. ogni attività deve sempre essere preceduta e seguita da un evento, e ciascun evento deve sempre avere almeno un'attività precedente e almeno una successiva, ad esclusione del primo e dell'ultimo evento;
2. nessuna attività può avere inizio se non si è pervenuti all'evento che la precede; analogamente, nessun evento può considerarsi attuato fino a quando tutte le attività che ad esso convergono sono state completate;
3. eventuali vincoli o dipendenze di tempo fra gli eventi vengono considerate (e quindi raffigurate nel reticolo) come attività fittizie di durata nulla;
4. nessun evento può essere seguito da un'attività che riconduca allo stesso evento, così come non si devono avere percorsi che si richiudano su se stessi.

Costruito il reticolo, si deve valutare il tempo occorrente per l'esecuzione delle singole attività elementari: si tratta cioè di formulare delle previsioni il più possibile esatte sulle durate delle attività in cui è stato suddiviso il programma. Il che presuppone la scelta di una opportuna unità di misura delle durate stesse (giorni lavorativi, settimane, mesi, ecc.).

In genere, quando non è possibile valutare con sufficiente approssimazione le durate delle attività costituenti il reticolo, si considerano, per ogni attività, tre tempi, tutti riferiti ad eguale disponibilità di risorse:

- un tempo ottimistico, corrispondente al tempo minimo richiesto per l'esecuzione dell'attività nell'ipotesi favorevole che tutto vada per il meglio;
- un tempo modale, corrispondente alla durata che risulterebbe caratterizzata dalla massima frequenza qualora la stessa attività venisse ripetuta più volte;
- un tempo pessimistico, corrispondente al tempo massimo richiesto per l'esecuzione di un'attività nell'ipotesi che non tutto proceda per il meglio ovvero che eventi atmosferici o simili possano intervenire a ritardare il lavoro (si prescinde, comunque, dal verificarsi di eventi catastrofici, quali incendi, esplosioni e alluvioni).

I tre tempi suddetti (che contrassegneremo rispettivamente con le lettere a, m e b) possono essere considerati come elementi caratteristici di una distribuzione di probabilità dei tempi di esecuzione di ciascuna attività. E poiché la distribuzione statistica che si è dimostrata più adatta per il PERT è la distribuzione Beta, si può ritenere che l'andamento della distribuzione caratterizzata dai valori a, m, b sia rappresentata da una curva del tipo di fig. 12.5; dove *m* rappresenta la durata che si è verificata un maggior numero di volte (moda o valore modale della distribuzione) e *a*, *b* indicano durate che hanno non meno di 1÷3% di probabilità di verificarsi (il che equivale a dire che il rapporto fra ciascuna area sottesa dalla curva di distribuzione delle probabilità e giacente a sinistra o a destra di *a* o di *b* rispetto all'area totale sottesa dalla curva stessa è non minore di 0,01 ÷ 0,03).

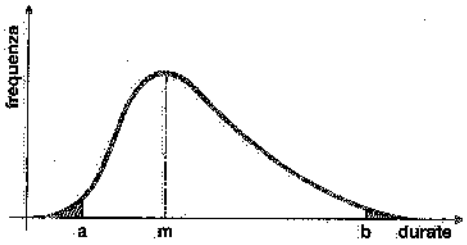


Fig. 12.5 – Distribuzione statistica caratterizzata dai valori delle durate *a*, *b*, *m*.

(5) Tra le altre tecniche derivate dal PERT originario, si ricordano, per inciso, il PERT-costi ed il PERT-carichi di lavoro.

È ovvio che, per il fatto stesso di dipendere dai valori di a, b e m, le curve di distribuzione di probabilità delle durate possono assumere forme diverse, come è evidenziato dalla fig. 12.6.

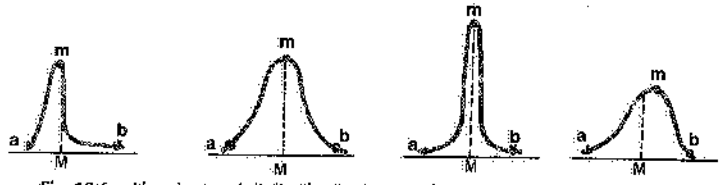


Fig. 12.6 – Alcuni esempi di distribuzioni statistiche Beta.

La distribuzione Beta, oltre a rappresentare in modo soddisfacente la legge di distribuzione statistica delle durate di un'attività, consente di calcolare facilmente il valore medio M della distribuzione stessa (vale a dire la durata più attendibile) e la varianza (ossia la misura della dispersione delle durate attorno al valore medio). La fig. 12.7 illustra una distribuzione Beta e la posizione del tempo medio ovvero della durata più attendibile M.

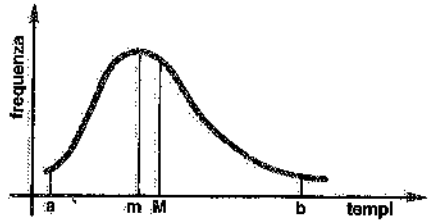


Fig. 12.7 – Rappresentazione, in una distribuzione statistica Beta, dei valori *a*, *b*, *m* e *M*.

La distribuzione Beta ha la seguente forma analitica (funzione di densità di probabilità):

$$f(t) = K(t-a)^{\alpha} \cdot (b-t)^{\gamma} \tag{12.1}$$

dove

$$K = \frac{(\alpha+\gamma+1)!}{(b-a)^{\alpha+\gamma+1}\alpha!\gamma!}$$

La f (t) risulta definita per i valori di t compresi fra a e b. Per t>b e per t<a, f (t) = 0.

La distribuzione Beta è dunque funzione dei tempi minimo e massimo per il completamento di un'attività, nonché dei parametri α e γ. Come si può rilevare dalla fig. 12.5, essa ha un solo punto di massimo e, se $\alpha = \gamma$, risulta simmetrica rispetto alla verticale per tale punto.

Ponendo

$$x = \frac{t-a}{b-a}$$

si ottiene, nell'intervallo 0 ⟷ 1 per la nuova variabile x, la funzione di densità di probabilità

$$\varphi(x) = \frac{(\alpha+\gamma+1)!}{\alpha!\gamma!}\, x^{\alpha}(1-x)^{\gamma}$$

Essendo m il valore modale di t, la moda (o valore più frequente) di x vale

$$n = \frac{m-a}{b-a} \tag{12.2}$$

E ponendo

$$\alpha = m - a$$
$$\gamma = b - m$$

si ottiene

$$n = \frac{\alpha}{\alpha + \gamma}$$

Il valore medio N(x) e la varianza della variabile x, sono dati dalle

$$N(x) = \frac{\alpha + 1}{\alpha + \gamma + 2} \tag{12.3}$$

$$\text{var}(x) = \frac{(\alpha + 1)\cdot(\gamma + 1)}{(\alpha + \gamma + 3)\cdot(\alpha + \gamma + 2)^2} \tag{12.4}$$

Introducendo l'ipotesi semplificativa che lo scostamento quadratico medio della variabile x sia uguale a 1/6, si ottiene, dalla (12.4):

$$\text{var}(x) = \frac{(\alpha + 1)\cdot(\gamma + 1)}{(\alpha + \gamma + 3)\cdot(\alpha + \gamma + 2)^2} = \frac{1}{36}$$

e poiché $n = \frac{\alpha}{\alpha + \gamma}$, sostituendo, si ricava la seguente equazione:

$$\alpha^3 + (36\,n^3 - 36\,n^2 + 7\,n)\,\alpha^2 - 20\,n^2\,\alpha - 24\,n^3 = 0 \tag{12.5}$$

Se le durate a, m, b sono note, le espressioni sopra riportate consentono di calcolare n e quindi i parametri α e γ della funzione di densità di probabilità e della funzione di ripartizione. A questo punto si possono ricavare la media e la varianza della variabile originale t:

$$M(t) = a + (b - a)\,N(x) = a + (b - a)\frac{\alpha + 1}{\alpha + \gamma + 2} \tag{12.6}$$

$$\text{var}(t) = \frac{(b - a)^2\,(\alpha + 1)\,(\gamma + 1)}{(\alpha + \gamma + 3)\,(\alpha + \gamma + 2)^2} \tag{12.7}$$

Poiché, con sufficiente approssimazione (6), si può porre:

$$N(x) = \frac{4n + 1}{6}$$

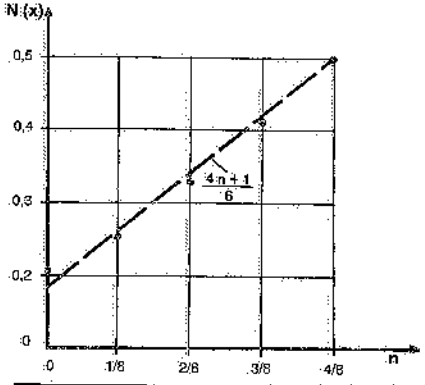
la (12.6) e la (12.7) diventano, ricordando la (12.2):

$$M(t) = \frac{a + 4\,m + b}{6} \tag{12.8}$$

$$\text{var}(t) = \frac{(b - a)^2}{36} \tag{12.9}$$

Quindi, ove valgano le ipotesi sopra esposte, la durata media di un'attività e la relativa varianza possono essere calcolate con la sola conoscenza delle previsioni di durata

(6) Si può dimostrare che la relazione fra N(x) e n è approssimativamente lineare attribuendo a n alcuni valori nella (12.2) e risolvendo la (12.3) attraverso l'equazione di terzo grado (12.5): si veda in proposito la fig. 12.8, costruita appunto secondo tale procedimento.



n	N(x)	$\frac{4n+1}{6}$
0	0,2053	0,1667
1/8	0,2539	0,2500
2/8	0,3228	0,3333
3/8	0,4075	0,4167
4/8	0,5000	0,5000

Fig. 12.8 – Determinazione grafica della relazione fra N(x) e n.

ottimistica, pessimistica e più probabile. Questo è il motivo per cui, in pratica, si stimano per ogni attività tre tempi di esecuzione: quello minimo, quello massimo e quello modale. Tali stime, come si è accennato, saranno fatte utilizzando qualsiasi elemento disponibile, come l'esperienza passata e l'analisi dettagliata dei lavori necessari.

Sommando le durate medie delle attività lungo il reticolo e scegliendo come tempo di attuazione di un qualsiasi evento di arrivo il massimo fra i tempi calcolati fino a quell'evento lungo tutte le frecce del reticolo che allo stesso evento convergono, si ottiene il cosiddetto *tempo minimo* T_{min}: prima di tale tempo non si possono ultimare tutte le attività che precedono l'evento considerato. In particolare, tale ragionamento è valido per l'evento finale del reticolo.

D'altra parte, se dai tempi ottenuti per gli eventi di arrivo (a cominciare dall'evento finale) si sottraggono via via le durate delle varie attività percorrendo a ritroso il reticolo, si ottengono i *tempi massimi* T_{max} oltre i quali non può essere ritardato l'inizio delle attività che partono da ciascun evento, pena un ritardo nell'ultimazione del programma: nel caso di un evento di partenza dal quale hanno inizio più attività, si sceglie – fra tutti i tempi T_{max} calcolati retrocedendo nel reticolo fino a quell'evento – il tempo minore.

Per ogni evento del reticolo si ha pertanto a disposizione un tempo T_{min} e un tempo T_{max}. Si definisce *slittamento positivo* la differenza $T_{max} - T_{min}$, ossia l'intervallo di tempo entro il quale si può ritardare l'inizio delle attività successive a ciascun evento senza influenzare in alcun modo la data finale di ultimazione del programma (7).

Le attività del reticolo caratterizzate da uno *slittamento nullo* ($T_{max} - T_{min} = 0$) sono dette *critiche*: sul reticolo del programma si potrà sempre individuare una serie di attività critiche, costituenti uno o più *percorsi* o *cammini critici*, vale a dire una successione di attività fra l'evento iniziale e quello finale, cui corrisponde il più lungo tempo di esecuzione. Nella fig. 12.9 sono evidenziati gli slittamenti e, con linea più spessa, il percorso critico. È ovvio che le attività per cui esistono slittamenti positivi hanno risorse eccedenti che possono essere eventualmente destinate alle attività critiche, in modo da ottenere una ottimizzazione dell'impiego delle risorse disponibili per l'attuazione del programma allo studio. Per contro, la massima attenzione dovrà essere rivolta, durante la realizzazione del programma, alle attività critiche, onde evitare che si verifichino ritardi nelle stesse con conseguenze dirette sulla data di ultimazione del programma. Va da sé che qualora si riducano, per un qualsiasi motivo, le durate del percorso critico, altre attività possono diventare a loro volta critiche; così pure se attività inizialmente

(7) La presenza di slittamenti positivi può significare che per certe attività sono state previste risorse in entità superiore a quanto occorrerebbe per rispettare il termine di ultimazione del programma: quando ciò si verifica, è di solito possibile prelevare risorse da tali attività per destinarle ad attività critiche.

non critiche subiscono dei ritardi.

Si distingue ancora fra *slittamenti* (positivi) *liberi* e *slittamenti concatenati*. I primi si riferiscono alle attività, mentre gli slittamenti concatenati riguardano gli eventi.

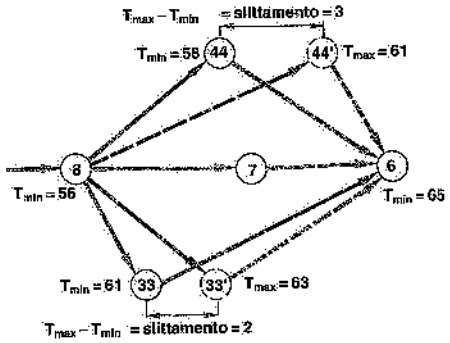


Fig. 12.9 – Percorso critico e slittamenti positivi relativi al reticolo elementare di fig. 12.3.

Se infine, come sovente avviene, la data di ultimazione di un programma è prefissata e risulta minore di quella ottenuta calcolando la T_{min} dell'evento finale, si riscontreranno nel reticolo degli *slittamenti* $T_{max} - T_{min}$ *negativi*: gli *eventi* caratterizzati da slittamenti negativi si chiamano *ipercritici*, così come le *attività* comprese fra eventi ipercritici sono generalmente *ipercritiche*. Si individuano in sostanza nel reticolo dei percorsi ipercritici che richiedono, affinché la data finale prefissata risulti soddisfatta, un maggiore impiego di risorse, energie ed accorgimenti organizzativi, rispetto a quanto inizialmente considerato. Ove possibile, la maggiore necessità di risorse sarà soddisfatta utilizzando la eccedenza di risorse delle attività caratterizzate da slittamenti positivi.

Risulta interessante, specialmente con riferimento al cammino critico, calcolare il grado di attendibilità delle durate previste per le singole attività in conseguenza della loro valutazione non deterministica. Può infatti accadere che, essendo i tempi previsti per la esecuzione delle varie attività delle variabili statistiche, le durate reali assumano altri valori (conseguentemente il percorso critico potrebbe spostarsi su attività diverse da quelle individuate in base ai dati di previsione). Ricordando che il tempo effettivo T_{min} di ultimazione di un programma è dato dalla somma delle durate di tutte le attività critiche, tenendo presente l'equazione (12.9) e applicando un teorema fondamentale della statistica, si può ricavare la varianza di T_{min} (sommatoria delle varianze di tutte le durate critiche) e quindi lo scostamento quadratico medio:

$$\sigma_{T_{min}} = \sqrt{\text{var}(T_1) + \text{var}(T_2) + \ldots + \text{var}(T_n)} \tag{12.10}$$

e analogamente, se T_i è il tempo effettivo di ultimazione dell'attività i:

$$\sigma_{T_i} = \sqrt{\text{var}(T_1) + \text{var}(T_2) + \ldots + \text{var}(T_i)} \tag{12.11}$$

Se il numero di attività costituenti il percorso critico è sufficientemente elevato (12÷15 come minimo) e le distribuzioni relative alle singole attività sono casuali, in base al teorema del limite centrale si può affermare che la distribuzione dei tempi di ultimazione del programma intorno al tempo finale T_{min} risulta del tipo normale o gaussiana (fig. 12.10): è allora possibile determinare la probabilità che il tempo reale di ultimazione del programma sia compreso in un determinato intervallo attorno al valore T_{min}. Come si è visto più sopra, il T_{min} e la σ sono stati calcolati, il primo come somma delle durate medie M delle attività costituenti il percorso critico, la seconda applicando l'equazione (12.10). Nelle condizioni ipotizzate, la probabilità di finire il programma in un tempo T_s è data dal rapporto fra l'area sottesa dalla curva della distribuzione gaussiana che si trova a sinistra di tale valore della durata, e l'area totale sottesa dalla curva: ossia, il valore di tale probabilità è fornito dall'espressione

$$\text{prob}\left(t \leqslant \frac{T_s - T_{min}}{\sigma}\right)$$

Le tavole della distribuzione normale standardizzata consentono altresì di ottenere il grado di attendibilità di T_s:

$$\text{prob}\,(|T_s - T_{min}| \leqslant t\,\sigma) = k$$

Così, per t = 1

$$\text{prob}\,(|T_s - T_{min}| \leqslant \sigma) \approx 0{,}68$$

e per t = 2

$$\text{prob}\,(|T_s - T_{min}| \leqslant 2\,\sigma) \approx 0{,}95$$

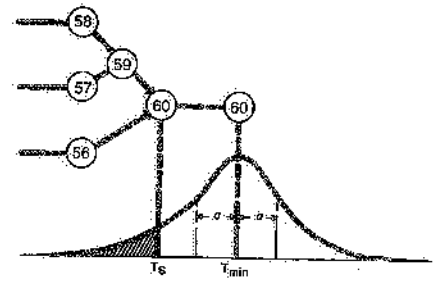


Fig. 12.10 – Determinazione della probabilità che la durata di un programma risulti minore o uguale a T_s.

In altre parole, determinata la data media di ultimazione di un programma e lo scostamento quadratico medio, è possibile valutare la probabilità che la data finale effettiva sia compresa entro un intervallo di tempo prestabilito: ad esempio, la probabilità che tale data finale sia compresa fra

$$M - 2\sigma \text{ e } M + 2\sigma$$

è pari al 95% circa.

I risultati ottenuti con il metodo sopra esposto nelle linee essenziali, devono ovviamente essere aggiornati (ad esempio, ogni 15÷30 giorni) tenendo conto dello stato di avanzamento del programma e di tutti gli altri elementi che si fossero eventualmente resi disponibili, specie per quanto riguarda le stime dei tempi delle attività ancora da eseguire.

Concludendo, si ricorda che i risultati ottenuti dalle analisi PERT possono essere sinteticamente raccolti in un reticolo oppure in un diagramma di Gantt, in cui si riportino soltanto gli eventi critici del programma: tale reticolo o diagramma (fig. 12.11) ser-

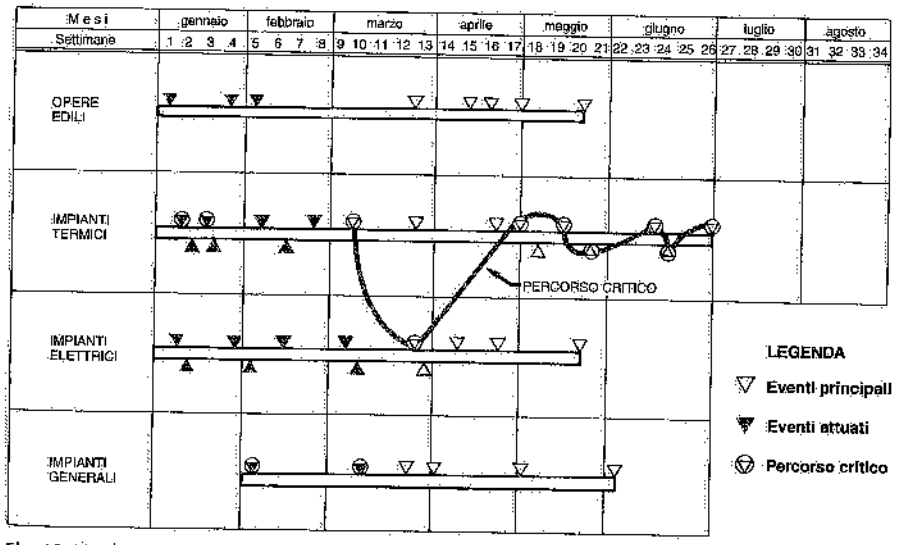


Fig. 12.11 – Esempio di raffigurazione di un percorso critico su un diagramma di Gantt.

virà per la presentazione dei dati essenziali alla direzione e ai vari servizi interessati.

Un breve accenno al cosiddetto metodo PERT-costi. Tale metodo si applica quando si vuole studiare la possibilità di ridurre la lunghezza del percorso critico (tempo massimo totale richiesto per l'esecuzione di un programma) utilizzando altre risorse, oltre a quelle a disposizione in fase di impostazione del PERT classico. Il metodo PERT-costi consente quindi di valutare le conseguenze, in termini di costo, di anticipi delle date presunte di ultimazione di un lavoro.

Infatti, all'aumentare del tempo di realizzazione di un programma (rispetto al caso in cui si considera un impiego normale di risorse) è ovvio che:

- aumentano i costi dovuti agli interessi sul capitale investito, alle forniture con consegne anticipate, ai costi indiretti, all'assistenza;
- diminuiscono i costi dovuti alle risorse impiegate per l'esecuzione delle varie attività.

Possono invece restare costanti i costi di certe voci, quali materie prime, semilavorati, materiali vari. È allora facilmente intuibile come, al variare dei tempi di realizzazione di un programma, il relativo costo totale assuma valori che stanno su di una curva ad andamento parabolico (fig. 12.12). Ne consegue che la programmazione ottimale di un progetto è quella cui corrisponde il punto di minimo nella curva dei costi totali. Pertanto, il PERT-costi può facilitare l'individuazione del piano di programmazione cui corrisponde il minimo costo totale di realizzazione. Naturalmente ciò presuppone che si conoscano, o si possano valutare, oltre alle durate delle singole attività corrispondenti ad un impiego normale di risorse, anche le variazioni dei costi in funzione dei tempi di realizzazione delle attività stesse (tempi che sono strettamente legati alle risorse impiegate).

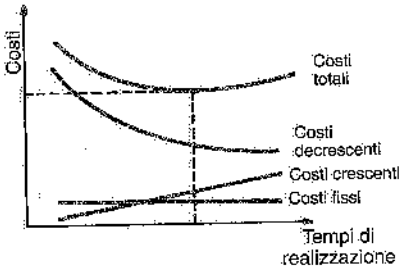


Fig. 12.12 – Ricerca della durata ottima di un programma.

Il PERT tradizionale (o PERT-tempi), peraltro, può già essere utilizzato per calcolare il costo totale di un programma, attribuendo ad ogni attività del reticolo un costo presunto. Il PERT-costi è di solito utilizzato per controllare – durante la realizzazione del programma – l'andamento dei costi reali rispetto a quelli previsti (vd. nel capitolo 6 le figure 4 e 5).

12.3. APPLICAZIONE DEL PERT ALLA PROGRAMMAZIONE DELLA COSTRUZIONE DI UNO STABILIMENTO

A titolo di esempio, ci proponiamo di applicare il metodo PERT alla costruzione di un nuovo stabilimento industriale.

Nel semplice caso preso ad esempio, è prevista la costruzione di due corpi di fabbricato, completi di reti di tubazioni ed impianto elettrico, nei quali devono essere installati determinati macchinari produttivi.

Anzitutto, analizzando il progetto tecnico dello stabilimento, si suddividono le fasi di attuazione dell'impianto in attività elementari e omogenee e si contrassegnano queste ultime con un numero di codice (vd. tab. 12.I e fig. 12.13). Il susseguirsi delle operazioni impone delle interdipendenze fra gli eventi, di cui si deve tenere conto. Tanto sulla tabella, quanto sul disegno, ogni attività è individuata da un evento di partenza e da uno di arrivo, contrassegnati con un numero di riferimento; le attività

Tabella 12.I – Analisi del programma, previsione delle durate delle singole attività e risultati ottenuti.

Codice	Descrizione delle attività	Evento partenza	Evento arrivo	Durata (gg. lavorativi)	Data max evento partenza	Data min evento arrivo	Data max evento arrivo	Slittamento evento arrivo
	Data inizio (*)	–	1	–	–	–	–	–
1	Richiesta offerte (*)	1	10	60	–	60	60	–
2	Programma lavori	10	11	30	60	90	160	70
3	Addestramento mano d'opera	11	12	10	160	100	170	70
4	Esame offerte	10	4	45	60	105	157	52
5	Ordinazioni	4	5	25	157	130	182	52
6	Arrivo materiali	5	6	80	182	210	262	52
7	Collegamento logico	12	6	0	170	210	262	52
8	Collaudo materiali	6	7	2	262	212	264	52
9	Allacciamenti di cantiere	12	20	10	170	180	180	–
10	Pratiche burocratiche (*)	10	18	70	60	130	130	–
11	Perfezionamento pratiche (*)	18	19	40	130	170	170	–
12	Scavi sotto livello (*)	20	24	65	180	245	245	–
13	Opere sotto livello (*)	24	22	118	245	363	363	–
14	Preparazione cantiere (*)	19	20	10	170	180	180	–
15	Impalcature ed armamenti	20	21	10	180	190	283	93
16	Murature e coperture	21	22	80	282	363	363	–
17	Tubazioni interne ed esterne (*)	22	23	25	363	388	388	–
18	Fondazioni dei basamenti	20	13	20	180	200	238	38
19	Basamenti	13	14	30	238	230	268	38
20	Trasporto materiali per corpo "B"	7	14	2	264	230	268	38
21	Trasporto materiali premontaggio corpo "A"	7	2	2	264	214	266	52
22	Premontaggio corpo "A"	2	3	20	266	234	286	52
23	Trasporto in opera premontati	3	8	2	286	236	288	52
24	Completamento basamenti corpo "A"	14	8	1	268	236	288	52
25	Montaggio corpo "A"	8	9	100	288	336	388	52
26	Rifiniture corpo "A"	9	16	20	388	370	408	38
27	Montaggio corpo "B"	14	15	120	268	350	388	38
28	Rifiniture corpo "B"	15	16	20	388	370	408	38
29	Impianti elettrici (*)	16	17	40	408	448	448	–
30	Collaudi (*)	17	40	10	448	458	458	–
31	Installazione macchinari (*)	23	17	60	388	448	448	–

(*) Eventi critici.

sono invece raffigurate, sulla fig. 12.13, mediante una freccia, rivolta nel senso che va dall'evento di partenza all'evento di arrivo.

A questo punto si devono definire, in base alle risorse disponibili (o che si prevede lo saranno) i tempi ottimistici, modali e pessimistici di esecuzione di ogni attività, dai quali si risale ai *tempi medi*: per semplicità, nella tab. 12.I abbiamo riportato soltanto questi ultimi, espressi in giorni lavorativi.

Nella assegnazione delle durate di esecuzione delle attività in cui è stata suddivisa la fase realizzativa dello stabilimento, si è tenuto conto del fatto che non sempre

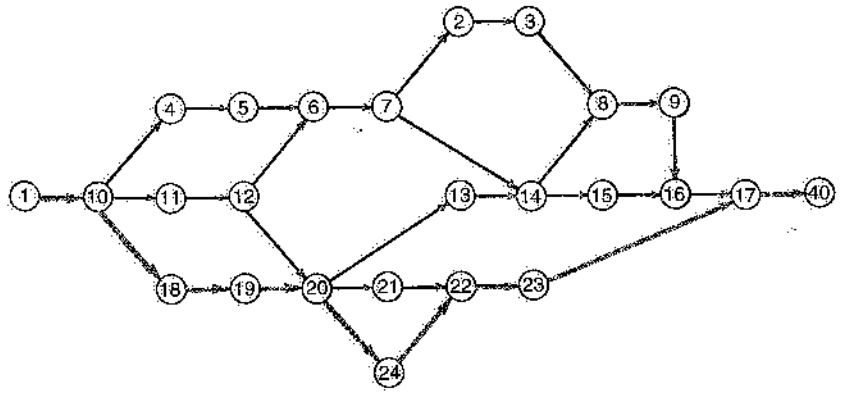


Fig. 12.13 - Reticolo delle attività componenti il programma di costruzione del nuovo stabilimento.

è necessario portare a termine completamente un'attività prima di iniziare la successiva: questa, infatti, può prendere l'avvio quando anche solo una parte (più o meno importante, a seconda dei casi) dell'attività precedente è stata ultimata.

Quindi, si affida ad un elaboratore elettronico il calcolo di σ per ogni attività (nell'esempio, si conosce già la M), nonché di T_{min}, T_{max} e dello slittamento per ogni evento.

I risultati dell'elaborazione sono riportati nelle ultime quattro colonne della tabella 12.I.

Sono così disponibili, per ogni attività, la durata e le date minime e massime di inizio e di termine, nonché gli slittamenti consentiti (in base ai quali si possono risparmiare risorse oppure trasferire le eccedenze alle attività critiche) ed il tempo totale richiesto per l'ultimazione dello stabilimento. La tabella 12.I consente anche di individuare le *attività critiche* e quindi il percorso critico, evidenziato con linea più spessa sulla fig. 12.13.

Gli eventi di arrivo che fanno parte del cammino critico sono contrassegnati sulla tab. 12.I da un asterisco che ha lo scopo di segnalare che tali eventi hanno uno slittamento nullo: non serve quindi anticipare l'ultimazione delle attività non critiche che fanno capo agli eventi stessi in quanto si dovrebbe poi sempre attendere l'ultimazione dell'attività critica: meglio, se possibile, distogliere parte delle risorse inizialmente previste per l'esecuzione delle attività non critiche e concentrarla sulle attività costituenti il cammino critico.

Se il tempo richiesto per l'ultimazione dello stabilimento fosse giudicato troppo lungo, si potrebbe esaminare la possibilità (e le conseguenze) di un anticipo delle consegne.

Sintetizziamo i vantaggi e le possibilità di applicazione che il metodo PERT consente. Anzitutto è chiaro che esso mette in evidenza i legami di dipendenza logica e temporale fra le varie attività di un programma, ciò che non è possibile ottenere con un diagramma di Gantt, con un grafico di esecuzione o con altro metodo tradizionale; inoltre, costringe i vari enti, servizi o persone interessati alla realizzazione del programma a tenersi in stretto contatto fra di loro, in quanto precisa i reciproci interventi e responsabilità. Il PERT consente anche di utilizzare meglio le risorse disponibili ovvero di stabilire la convenienza o meno di concentrare su certe attività altre risorse, oltre a quelle inizialmente previste: in altre parole, il metodo gioca a favore di un aumento dell'efficienza. Del resto, l'analisi dettagliata del programma allo studio consente, già di per sé, di ottenere dei risultati utili, anche se non si procedesse oltre nell'applicazione del PERT. Viceversa, è comprensibile come programmi con un limitato numero di attività o caratterizzati da un numero limitato di interrelazioni fra le stesse, non giustifichino l'applicazione del metodo.

Fornendo l'indicazione del tempo minimo di esecuzione di un programma ed evidenziando le attività critiche (che in genere non sono più del 10 ÷ 15% delle attività in cui si è suddiviso il programma), il PERT pone le persone interessate nella condizione di decidere se è il caso di accelerare lo svolgimento del programma e con quali interventi ciò risulti possibile.

Ovviamente, l'analisi PERT non potrà evitare il manifestarsi di eventi imprevedibili; ma anche in tale evenienza consentirà di mettere immediatamente in luce le conseguenze che ne derivano e di ricalcolare tempi di esecuzione e attività critiche, facilitando la pronta individuazione dei rimedi più adatti.

Circa i costi, è difficile fornire dati attendibili in quanto l'analisi può essere più o meno spinta, gli incaricati dello studio più o meno esperti, l'importanza del progetto assai diversa da un caso all'altro; ad ogni modo, si sono registrati costi variabili – a seconda dei casi – dallo 0,1 allo 0,5 per cento del costo totale di attuazione del progetto (secondo alcuni tale costo sarebbe circa doppio di quello conseguente all'applicazione dei metodi di pianificazione tradizionali).

Rileviamo ancora che il PERT, oltre a presentare i vantaggi più sopra esposti, costituisce un ottimo strumento di controllo dell'avanzamento dei lavori, offrendo contemporaneamente preziose indicazioni sui modi e sui tempi più opportuni per eventuali variazioni, nonché sulle attività che richiedono tempestivi interventi.

In definitiva, il PERT è giustamente entrato a far parte delle moderne tecniche di pianificazione e controllo di grandi progetti o programmi, fra i quali citiamo la costruzione di nuovi impianti, il lancio di nuovi prodotti, l'impostazione di un piano di ricerca scientifica, l'elaborazione di un programma economico, il controllo della produzione e così via.

12.4. IL METODO CPM

Quasi contemporaneamente alla tecnica PERT, si diffuse negli U.S.A. un sistema analogo, denominato CPM (*Critical Path Method*), che si differenzia dal primo essenzialmente per il fatto che la stima della durata di ogni attività non è più probabilistica, ma deterministica: ciò presuppone, ovviamente, che sia possibile prevedere con sufficiente approssimazione quale sarà il tempo di esecuzione delle singole attività in cui si è suddivisa la realizzazione del progetto; in altre parole, che si abbia una sufficiente esperienza sul tipo di lavoro programmato e sulle capacità prestazionali delle risorse disponibili. È evidente la convenienza (leggi maggiore semplicità) di adottare il sistema CPM in tutte le programmazioni in cui gli immancabili imprevisti possono essere tenuti sotto controllo: ciò si verifica, in particolare, quando si realizzano progetti simili fra loro, in quanto la stima della durata delle attività e dei fabbisogni di risorse sono una conoscenza acquisita in azienda.

La tecnica PERT è invece utilizzata per programmare progetti poco prevedibili in termini di durata delle attività e fabbisogni di risorse.

Come il PERT, anche il CPM consente di controllare – durante la realizzazione dei progetti – i tempi, le risorse ed i costi previsti all'avvio delle commesse; controlli eseguiti in tempi successivi per verificare che le programmazioni iniziali siano rispettate ed eventualmente per abbreviare la durata delle attività e migliorare i risultati economici finali.

Tanto il PERT quanto il CPM sono impostati e gestiti su computer, sovente su PC, che – utilizzando adeguati programmi – consentono anche simulazioni, programma-

zioni alternative, destinazioni di risorse e combinazioni di durate-costi: il tutto al fine di individuare la soluzione ottimale.

Successivamente al CPM ed al PERT sono state sviluppate ulteriori tecniche per calcolare la durata di un progetto. Tra le altre, il metodo PDM (*Precedence Diagramming Method*) consente di inserire ulteriori legami tra le attività, oltre a quello di fine-inizio visto in precedenza. In particolare, è possibile prevedere dei legami di inizio-inizio, inizio-fine e fine-fine tra due attività collegate. Ciò permette di rendere maggiormente flessibile l'impostazione del reticolo.

12.5. LA CURVA A S

Come già accennato, le tecniche di programmazione vengono correntemente applicate alla gestione dei progetti di impianti industriali; infatti, la complessità di tali progetti (denominati spesso con il termine *commesse*) richiede una pianificazione iniziale e l'esecuzione di numerosi controlli in corso d'opera. Controlli aventi lo scopo di verificare l'avanzamento della commessa, confrontandolo con gli obiettivi programmati. Pertanto, all'avvio della commessa, il capo progetto – nominato dall'azienda esecutrice dei lavori – coordina la programmazione delle risorse e dei tempi necessari per realizzare l'opera in conformità al contratto stipulato con il committente (8).

Tale programmazione viene impostata in collaborazione con le funzioni aziendali o di terzi coinvolti nel progetto. In pratica, si scompone l'impianto in sottosistemi (*work packages*), dettagliati quanto occorre perché siano chiaramente individuabili gli enti chiamati ad espletare le relative attività: tale scomposizione viene correntemente definita con il termine *work break-down structure (WBS)*.

Quindi, gli enti coinvolti definiscono le risorse necessarie per svolgere i lavori di competenza nei tempi previsti in contratto (fig. 12.14). Dopo di che si individua – utilizzando le tecniche di programmazione PERT o CPM – il *percorso*

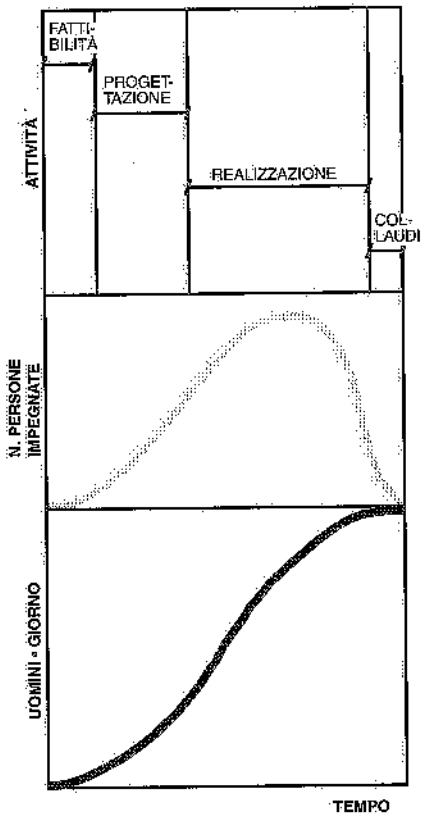


Fig. 12.14 – Principali attività richieste da un progetto e risorse necessarie per realizzarlo.

(8) Trattasi di attività tipiche del cosiddetto *project management*, così definito: "gestione sistemica di una commessa complessa, unica, di durata limitata, rivolta al raggiungimento di un obiettivo predeterminato, mediante un processo continuo di pianificazione e controllo di risorse differenziate e con vincoli interdipendenti di costi-tempi-qualità".

critico e quindi il tempo minimo entro il quale possono essere portati a termine i lavori di cui trattasi; sempre che qualche attività critica non venga sostituita da altre criticità maturate durante la realizzazione del progetto.

Per facilitare il controllo dei tempi previsti, vengono costruite – sotto la regia del responsabile del progetto (ovverosia il *project manager*) – le cosiddette *curve a S*, facendo la cumulata delle risorse e dei tempi richiesti dalle varie attività.

In definitiva, si perviene alla curva relativa all'intero progetto (fig. 12.15), la quale faciliterà i controlli durante l'avanzamento dei lavori; controlli che devono essere eseguiti con una certa regolarità, al fine di individuare tempestivamente eventuali ritardi e prendere i necessari provvedimenti per recuperarli. Solo così si può evitare che la commessa venga ultimata oltre i tempi stabiliti in contratto e quindi il cliente non risulti soddisfatto o – peggio ancora – esiga il pagamento delle previste penali (9). Tali controlli sui tempi si accompagnano a quelli sui costi, come si è detto nel capitolo 6:§10.

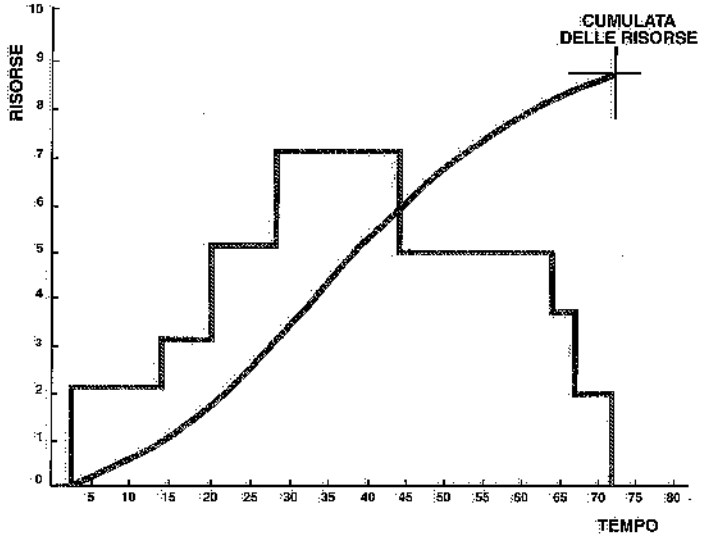


Fig. 12.15 – Tempi e risorse necessari per svolgere una certa attività e relativa cumulata o curva a S.

La fig. 12.16 riporta due curve a S relative alla programmazione dei tempi di progettazione e realizzazione di un impianto: come si può rilevare (caso a), il mancato controllo in corso d'opera, può avere come conseguenza ritardi temporali (a cui conseguono maggiori costi rispetto al previsto); ritardi che, di solito (caso b), si possono evitare effettuando controlli sull'avanzamento dei lavori durante la loro esecuzione: quando cioè si possono intraprendere azioni correttive atte a rimediare il ritardo. Infatti, un mancato intervento al verificarsi di un inizio di slittamento, può tradursi in un ritardo nella realizzazione dell'intero programma. La fig. 12.17 si riferisce ad un progetto che – in corrispondenza di un controllo – si è rivelato in ritardo; ma la tempestività del controllo ha consentito di prendere i provvedimenti necessari per recuperare la tempistica programmata e – addirittura – di anticipare la consegna dell'impianto al cliente.

(9) *Penale (penalty)*: ammontare, stabilito in contratto, che il fornitore deve pagare al committente in caso di ritardi o inadempimenti.

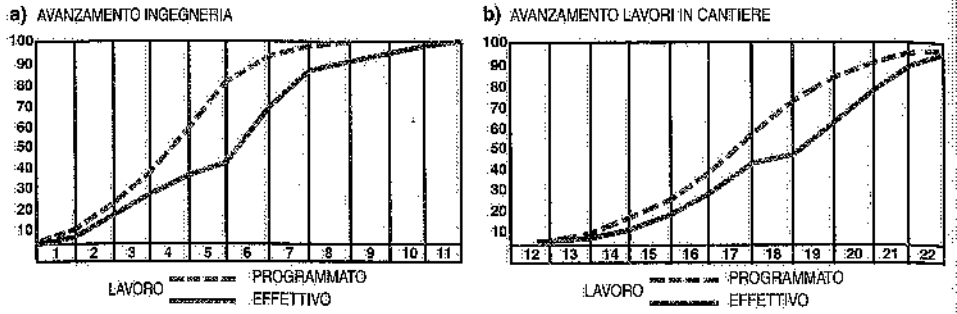


Fig. 12.16 – Curve a S programmate ed effettive relative alla progettazione e alla costruzione di un impianto.

Il controllo dei tempi e dei costi durante la realizzazione dei progetti costituisce uno dei compiti principali del *project manager*, il quale, come noto, è considerato responsabile del rispetto dei costi, dei tempi e della qualità della commessa a lui affidata in gestione; inoltre, egli deve soddisfare le esigenze del committente.

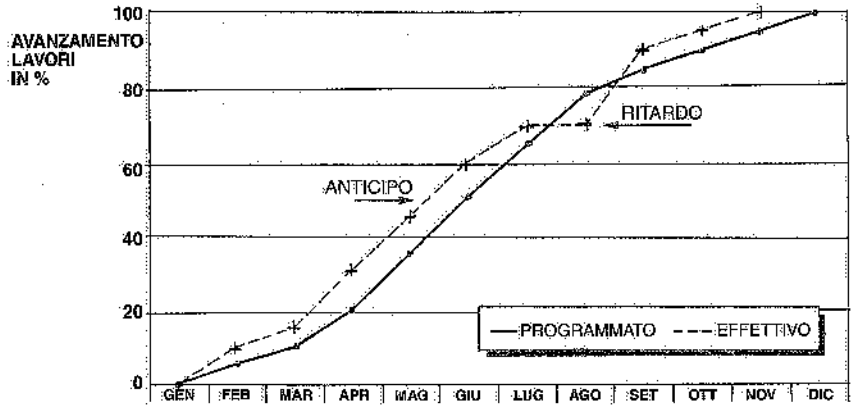


Fig. 12.17 – Curve a S dell'avanzamento lavori previsto e rilevato in corso d'opera.

12.6. BIBLIOGRAFIA

Dept. of the Navy, *PERT Summary report phase I e II*, Washington.
M. Ricciardi, *Il PERT*, Quaderni IBM - Italia.
R.W. Miller, *How to plan and control with PERT*, Harward Business Reviex.
C.W. Getz, *PERT in perspective*, New York, Society of automotive engineers.
Olivetti, *Teoria del PERT e del C.P.M.*
R.W. Miller, *Schedule, cost and profit control with PERT*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.

13. I fabbricati industriali

13.1. GENERALITÀ

In linea generale, per ciascuna delle soluzioni di plant layout elaborate, deve essere scelto il tipo di fabbricato destinato ad accogliere gli impianti, i macchinari, i magazzini, gli uffici e così via.

È cioè la sistemazione più conveniente del macchinario, dei reparti e dei servizi, a determinare le caratteristiche del fabbricato ed in particolare la "maglia" e l'altezza "sotto filo catena" (1).

Ovviamente, vi è interesse a realizzare fabbricati aventi maglie ed altezze utili di tipo standardizzato. Ma non c'è dubbio che in certi casi può risultare più conveniente rinunciare a tale vantaggio per realizzare la sistemazione dei macchinari e dei reparti cui corrispondono i minori costi di esercizio. In tali casi, si tratterà di impostare un bilancio economico fra le soluzioni che prevedono un fabbricato di tipo standard, e quindi meno costoso, ma al quale fa riscontro una sistemazione dei macchinari meno conveniente, e la soluzione che rispecchia il layout più razionale sistemato in un fabbricato di maglia non standard, e perciò più costoso.

Poiché la maglia e l'altezza utile di un fabbricato sono definite dal plant layout (e quindi dalla dimensione e disposizione dei macchinari, dalla presenza di carriponte, scaffalature, ecc.), è ovvio che esse possono anche variare da un reparto all'altro, indipendentemente dal fatto che i reparti risultino adiacenti o meno fra di loro.

Per quanto riguarda gli spazi che devono essere assicurati agli operatori, si richiama quanto già indicato nel capitolo 3.§3 e precisamente:

- superficie: ≥ 2 m^2 per persona;
- volume: ≥ 10 m^3 per persona;
- altezza locali: ≥ 3 m netti (2).

L'altezza utile dei locali adibiti a uffici ed aziende commerciali può scendere –

(1) La *maglia* di un fabbricato è individuata dai pilastri costituenti l'ossatura portante e le sue dimensioni corrispondono all'interasse fra i pilastri. Per *altezza sotto filo catena* si intende invece l'altezza libera al di sotto del filo inferiore della struttura portante della copertura.

(2) Tale altezza è intesa al netto di eventuali controsoffittature e pavimenti galleggianti.

normativa comunale permettendo – a 2,70 m e a 2,55 m nei Comuni posti ad altezza superiore a 1000 m sul livello del mare.

Ai sensi del D.P.R. 49 marzo 1956, n. 303, è vietato adibire al lavoro, locali seminterrati o interrati (3).

Oltre alle caratteristiche maglia e altezza sotto filo catena, il plant layout fissa anche altri vincoli per i fabbricati industriali. In particolare, ricordiamo:
- le vie di corsa per i carriponte e per gli altri mezzi di trasporto sopraelevati;
- il carico ai nodi per la sospensione di convogliatori aerei, carriponte sospesi, ecc.;
- le banchine di carico e scarico dei veicoli stradali e ferroviari;
- i portoni e le vie di accesso per automezzi e carri ferroviari;
- i carichi sul pavimento;
- le possibilità di futuri ampliamenti.

Le caratteristiche di un fabbricato industriale possono anche risultare vincolate dalle condizioni ambientali, fra le quali ricordiamo l'illuminazione, il riscaldamento, la ventilazione, il condizionamento.

Inoltre, si deve sovente tener conto di altri fattori contingenti, derivanti da esigenze di lavorazione, quali il pericolo di incendi ed esplosioni, la produzione di rumori, vibrazioni, fumi, polveri, odori e così via. E ancora, possono rendersi necessarie fondazioni particolari oppure sopraelevazioni in corrispondenza di certe macchine.

In definitiva, non c'è dubbio che la scelta del tipo di fabbricato più conveniente per un nuovo impianto industriale è legata ai seguenti fattori:
- plant layout (da cui dipendono, in particolare, costi di esercizio, superficie coperta, possibilità di ampliamenti e modifiche);
- costi di costruzione del fabbricato e del terreno occorrente;
- costo per riscaldamento, illuminazione e ventilazione;
- esigenze dei macchinari e delle lavorazioni (pesi, vibrazioni, rumori, polveri).

Solo un bilancio economico che tenga conto di tutti i fattori in gioco può consentire la scelta della soluzione più conveniente. Il che non esclude, ovviamente, che la scelta del tipo di fabbricato da adottare risulti vincolata da esigenze particolari, prevalenti su ogni altra considerazione: ad esempio, un fabbricato ad un piano nel caso di lavorazioni che presentino pericoli di incendio ovvero richiedano macchinari pesanti, oppure un fabbricato a più piani nel caso di certe lavorazioni chimiche.

Fatta comunque tale scelta, si può procedere alla fase progettuale dei fabbricati. È questo uno studio di specifica competenza dell'architetto, il quale, strada facendo, potrà suggerire eventuali varianti al progetto di massima elaborato precedentemente dal tecnico del plant layout.

È in piena fase evolutiva una vera e propria architettura industriale, la quale deve affrontare non poche difficoltà e sottostare a certe condizioni ben precise. In sintesi, gli obiettivi che essa si propone sono:
- economia e rapidità di costruzione degli edifici;
- assoluta aderenza alle richieste tecnologiche e funzionali;
- elevate qualità degli ambienti di lavoro, con particolare riferimento alla salute ed alla sicurezza;
- armonica collocazione nell'ambiente naturale e socio-economico esistenti;
- contenimento dei disperdimenti energetici.

(3) Locali seminterrati: meno della metà della loro altezza utile è sottostante rispetto al piano campagna o al piano marciapiede esterno.

Locali interrati: oltre la metà della loro altezza utile sta sotto il piano campagna o il piano marciapiede esterno.

13.2. CLASSIFICAZIONE DEI FABBRICATI

Si definiscono *a più piani*, i fabbricati industriali che si sviluppano in altezza, cosicché i reparti di lavoro, i magazzini ed i servizi vengono a trovarsi disposti su piani diversi. I collegamenti fra i vari piani sono assicurati mediante scale, ascensori e montacarichi.

Si parla invece di fabbricati industriali *a un solo piano* quando gli edifici si sviluppano in orizzontale, per cui tutti i reparti di lavoro, i magazzini ed i servizi sono disposti sul medesimo piano (la cui pavimentazione è – ad esempio – di 10-15 cm più alta del piano campagna circostante). Per questo tipo di fabbricati è possibile realizzare maglie più ampie rispetto al caso di fabbricati a più piani.

Questi ultimi hanno caratterizzato un'epoca in cui la progettazione architettonica doveva soddisfare le esigenze distributive dell'organizzazione a flusso verticale.

La scarsa flessibilità delle strutture a più piani (limitazione dei carichi a pavimento, dimensioni limitate delle maglie e maggiori difficoltà di riconfigurazione) ha portato a un progressivo abbandono di queste tipologie strutturali a vantaggio dei fabbricati a un solo piano; questi manifestano la loro convenienza in particolare quando:
- il carico a pavimento è elevato;
- si devono trasportare materiali pesanti e ingombranti;
- la disponibilità di terreno è notevole;
- le lavorazioni presentano pericoli di incendi ed esplosioni, provocano vibrazioni, polveri, ecc.;
- si prevedono variazioni del layout oppure ampliamenti dell'impianto.

Tuttavia, un limitato utilizzo dei fabbricati multipiano (generalmente non più di due piani) è ancora oggi giustificato nei casi in cui vengono relegate ai piani superiori attività accessorie alla produzione o locali destinati all'impiantistica.

13.3. SISTEMI COSTRUTTIVI

Le realizzazioni più frequenti di fabbricati industriali (4) sono:
- in cemento armato (normale o precompresso);
- in acciaio;
- in laterizio armato.

Le strutture in *cemento armato* sono particolarmente adatte per luci variabili dagli 8 ai 20 metri nel caso di fabbricati ad un piano e dai 6 ai 10 metri per fabbricati a più piani.

Una soluzione è quella cosiddetta a *shed*, che presenta, come vedremo, particolare interesse dal punto di visita dell'illuminazione degli ambienti di lavoro; sono però frequenti anche altri schemi costruttivi, quali coperture a falde piane o inclinate con lucernari longitudinali, a volta (con o senza lucernari) e così via. La fig. 13.1 indica le sezioni trasversali di alcuni tipi di strutture di fabbricati industriali più frequentemente realizzati.

I vantaggi della struttura in cemento armato possono così riassumersi:
- migliore resistenza al fuoco;
- non viene attaccata da agenti corrosivi;
- presenta una buona capacità termica;

(4) Si prescinde, in questa classificazione, dalle strutture leggere o provvisorie destinate a tettoie, capannoni e pensiline, le cui ossature sono realizzate in profilati leggeri, laterizi, tubi metallici, legno.

– trasmette meno le vibrazioni ed i rumori.

La tendenza odierna nel campo delle costruzioni in cemento armato è rivolta verso *strutture precompresse*, prefabbricate fuori opera e posate in opera mediante cantieri altamente meccanizzati. Il diffondersi di tali strutture è legato:

1) alla esigenza di realizzare fabbricati a maglie sempre più ampie: un minor numero di pilastri rende infatti più flessibile la sistemazione dei macchinari, nel senso che eventuali cambiamenti di layout possono più facilmente essere attuati; inoltre, consente un miglior sfruttamento dell'area coperta (non fosse altro per il motivo che ogni pilastro impedisce l'occupazione produttiva di almeno 0,80÷1,50 m^2 di pavimento);
2) alla rapidità di esecuzione delle strutture in precompresso e alla minore incidenza della manodopera necessaria.

La maggior rapidità di costruzione ed il minor impiego di manodopera (consentiti dalla prefabbricazione nelle officine del costruttore ed eventualmente da premontaggi a piè d'opera) rappresentano anche i vantaggi più rilevanti delle *strutture in acciaio* rispetto a quelle in cemento armato ordinario. Inoltre, le strutture in acciaio risultano preferibili nel caso delle grandi luci e dei forti sovraccarichi: ciò grazie alla relativa leggerezza ed alla alta resistenza dell'acciaio.

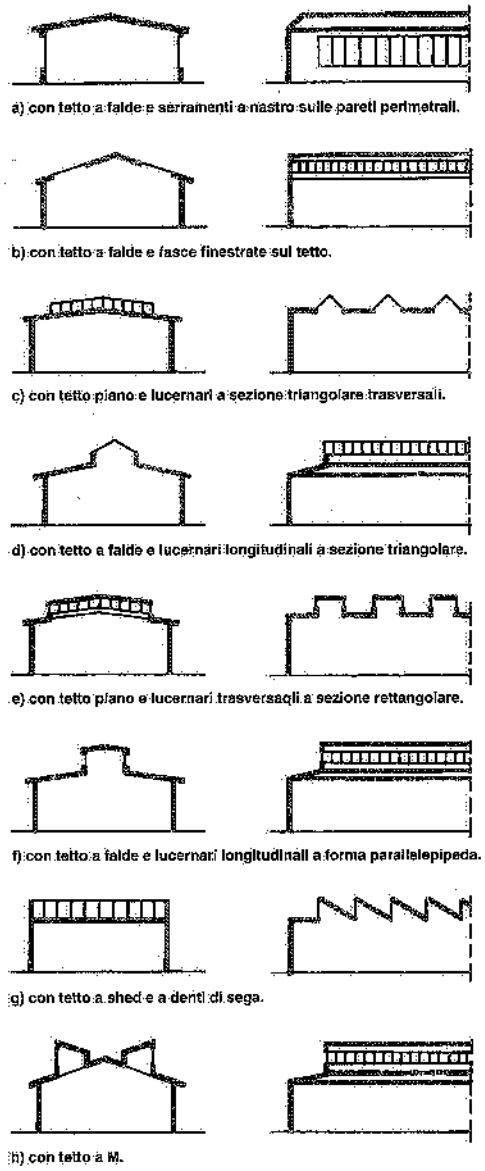


Fig. 13.1 – Tipi correnti di strutture di fabbricati industriali.

Altri vantaggi delle strutture in acciaio sono il minor ingombro dei pilastri e delle altre strutture componenti e la maggiore facilità di ampliamenti o demolizioni.

Per contro, la resistenza al fuoco della struttura in acciaio è molto minore di quella delle strutture in cemento armato; inoltre, il costo di manutenzione risulta maggiore (l'acciaio può essere attaccato da agenti corrosivi e perciò deve essere opportunamente protetto), mentre la sua capacità termica è minore di quella delle strutture in cemento.

Le maglie di più frequente adozione nel caso di fabbricati in acciaio hanno i seguenti interassi (in metri): 12x12 – 16x16 – 12x16 – 12x24 – 20 x 20.

In considerazione della necessità di aumentare lo spazio a disposizione, recentemente si sono realizzate strutture con maglie di 12x30 – 12x36 – 14x28 m.

Strutture con maglie particolari possono comunque essere previste in relazione a specifiche necessità impiantistiche.

Per quanto riguarda l'altezza sotto filo catena, le misure più ricorrenti nelle officine meccaniche sono 7÷8 m.

Anche nel caso delle strutture in acciaio, gli schemi costruttivi sono numerosi: citiamo quelli a shed; a falde piane o inclinate con lucernari longitudinali; a volta con o senza lucernari; ecc.

La fig. 13.1, già citata nel caso delle costruzioni in cemento armato, può pertanto essere presa in considerazione anche per le strutture di fabbricati industriali in acciaio.

La tendenza è comunque quella di semplificare gli schemi costruttivi al fine di limitare i costi di costruzione e di manutenzione.

Il tipo di struttura in *laterizio armato* ha trovato nel passato larga diffusione per capannoni a volta, consentendo, a costi relativamente contenuti, la copertura di edifici su luci fino a 20 m. Un inconveniente di questo sistema è costituito dal fatto che lo spazio superiore ai tiranti non si presta ad essere utilizzato e rappresenta un notevole volume da riscaldare nella stagione fredda: per ovviare a tale inconveniente, quando il fabbricato non riceve luce dall'alto, si ricorre talvolta ad una apposita soffittatura all'altezza dei tiranti. Inoltre, i fabbricati a volta non consentono la sospensione di mezzi di trasporto. Infine, l'installazione dei condotti e delle tubazioni aeree relative agli impianti di riscaldamento, ventilazione, illuminazione, acqua, aria, ecc., risulta meno agevole rispetto ai fabbricati in acciaio o in cemento armato.

Attualmente questo sistema è stato sostituito dai più economici sistemi di prefabbricazione.

13.4. PRINCIPALI PARTI COSTITUENTI DEI FABBRICATI

Un fabbricato industriale risulta costituito dalle seguenti parti:

A) Fondazioni.
B) Struttura portante.
C) Copertura e pareti (complete di porte, vetrate, serramenti, ecc.).
D) Pavimento.
E) Strutture varie.

A) FONDAZIONI

Si deve distinguere fra fondazioni del fabbricato e fondazioni dei macchinari. Queste ultime sono spesso sottoposte all'azione di forze dinamiche; devono assicurare l'ancoraggio dei macchinari, evitare la messa in risonanza e la trasmissione delle vibrazioni al terreno ed alle strutture del fabbricato: a tali fini, si realizzano fondazioni aventi una grande massa e si impiegano supporti elastici e antivibranti fra i macchinari e le fondazioni.

Le opere di fondazione vengono in linea generale classificate in:

– fondazioni superficiali (plinti isolati, travi continue, platee);
– fondazioni profonde (pali battuti, pali trivellati, micropali).

La scelta del sistema di fondazione dipende:

– dai carichi da sopportare (quindi dai pesi delle strutture e dei sovraccarichi);

– dai limiti imposti per cedimenti isolati e differenziali;
– dalle caratteristiche geotecniche del terreno.

Queste ultime devono essere rilevate (mediante sondaggi e prelievo di campioni) prima ancora di iniziare la progettazione del fabbricato.

I terreni, inoltre, si distinguono in:
– terreni compatti (quali rocce e ghiaie addensate), la cui capacità portante è in genere sufficiente ad assorbire le sollecitazioni trasmesse dalle strutture soprastanti senza opere di fondazioni particolari;
– terreni sciolti (argille, limi, sabbie non addensate) con capacità portanti limitate, che richiedono un dimensionamento attento delle fondazioni (in molti casi è necessario un ricorso a fondazioni profonde);
– terreni inconsistenti, per i quali le fondazioni richiedono opere speciali.

B) STRUTTURE PORTANTI

La progettazione delle parti strutturali degli edifici industriali prevede – se non ci sono vincoli derivanti dal plant layout – la unificazione delle dimensioni, il ricorso a maglie strutturali regolari, la standardizzazione di schemi tipologici e di componenti.

È così possibile ricorrere in modo esteso e vantaggioso alla prefabbricazione, cioè alla realizzazione fuori opera (in stabilimento o in officina) di manufatti in cemento armato o metallici che saranno successivamente montati in opera.

I principali vantaggi che derivano dalla prefabbricazione di elementi costruttivi ripetitivi sono in gran parte caratterizzati dal processo di produzione, il quale può avvalersi di tecnologie industriali che assicurano:
- costi ridotti, conseguenti alla produzione in serie;
- minori movimentazioni di materiali;
- uniformità del prodotto;
- controllo qualitativo rigoroso sul processo di produzione;
- pre-collaudo in stabilimento dei componenti realizzati;
- rapidità di montaggio in opera.

I sistemi costruttivi di un fabbricato più adatti alla prefabbricazione sono quelli che prevedono l'impiego di strutture in cemento armato o metalliche, limitando la costruzione in opera ad alcuni elementi difficilmente standardizzabili (quali fondazioni e rampe) o di completamento, come indicato di seguito.

a) Strutture prefabbricate in carpenteria metallica

Sono strutture molto utilizzate nella realizzazione di capannoni industriali poiché uniscono doti di leggerezza a prestazioni elevate, per cui consentono di superare grandi luci. Solitamente questa tipologia si avvale di:
- pilastri realizzati con profili di acciaio di tipo commerciale;
- travi principali (reggi-capriate) a struttura reticolare, impostate sui pilastri;
- travi secondarie (capriate), in struttura reticolare saldata o imbullonata, impostate sulle travi principali (5);
- arcarecci metallici;
- lamiere di copertura.

b) Strutture prefabbricate in cemento armato

Queste strutture trovano applicazioni estese sia nei capannoni industriali che nell'edilizia civile (palazzi uffici, centri direzionali, parcheggi, ecc.); l'elevata resistenza le rende adatte anche in edifici multipiano. I componenti sono sostanzialmente costituiti da:
- fondazioni in cemento armato, tradizionali o prefabbricate; in quest'ultimo caso sono dotate di un vano (*bicchiere*) predisposto per l'inserimento dei pilastri, che viene successivamente sigillato con malta senza ritiro;
- pilastri prefabbricati in cemento armato;
- travi principali in cemento armato (sovente precompresso): le travi principali destinate alla realizzazione delle coperture hanno di solito il profilo superiore inclinato secondo la pendenza della copertura;
- orizzontamenti in cemento armato: gli orizzontamenti sono costituiti generalmente da lastre prefabbricate piane alleggerite o nervate, denominate *tegoli*, poggianti sull'ala superiore della trave principale o su apposite ali realizzate ai lati della stessa.

Le lastre piane trovano normalmente impiego quando le luci da superare sono modeste; i tegoli per luci maggiori, ad esempio superiori ai 10 m.

La fig. 13.2 riguarda un capannone industriale in cemento armato prefabbricato come sopra descritto.

c) Strutture in cemento armato tradizionale

Le strutture in cemento armato tradizionale sono utilizzate per edifici di dimensioni limitate oppure per edifici di complessità tale da non consentire il ricorso a componenti standardizzati.

In generale, i carichi da considerare sulle strutture portanti di un fabbricato industriale sono:
– carico permanente o fisso (peso proprio delle strutture);
– azioni sismiche;
– sovraccarico costituito dal vento e dalla neve;
– sovraccarico dovuto a eventuali carichi sospesi, quali mezzi di trasporto e servomezzi.

Le azioni sismiche devono essere valutate in funzione del grado di sismicità della zona e del tipo di struttura, applicando al modello di calcolo azioni equivalenti di tipo statico o, in alternativa, di tipo dinamico (vd. D.M. 16 gennaio 1996, "Norme tecniche per le costruzioni in zone sismiche").

Le azioni del vento, che di regola si suppongono di carattere statico e con direzione orizzontale, si traducono in pressioni e depressioni agenti perpendicolarmente alle superfici, sia interne che esterne, degli elementi che compongono la costruzione. L'entità di tali azioni è data dalla:

(13.1) $$p = q_{ref} c_e c_p c_d$$

dove:

c_e è il coefficiente di esposizione, che dipende dall'altezza del fabbricato e dall'esposizione del sito: per edifici con altezza massima 10 m può variare tra 1,5 e 2,8; ad esempio, per un'area industriale nella pianura padana si può assumere $c_e = 1,8$;

c_p è un coefficiente funzione della forma della superficie e della posizione di questa rispetto alla direzione del vento (6);

(5) Una soluzione che ha avuto larga diffusione negli edifici industriali è il cosiddetto "sistema shed", che prevede alternativamente elementi a falda ed elementi verticali o sub-verticali attrezzati con serramenti vetrati.

(6) Nel caso di edifici a pianta rettangolare con coperture piane, a falde inclinate o curve (fig. 13.3), tale coefficiente vale (vd. D.M. 16 gennaio 1996 già citato e Circolare Ministeriale 4 luglio 1996 "Norme tecniche relative ai criteri generali di sicurezza delle costruzioni e dei carichi e sovraccarichi"): $c_p = 0,8$ per elementi sopravvento (cioè direttamente investiti dal vento) verticali o con inclina-

→

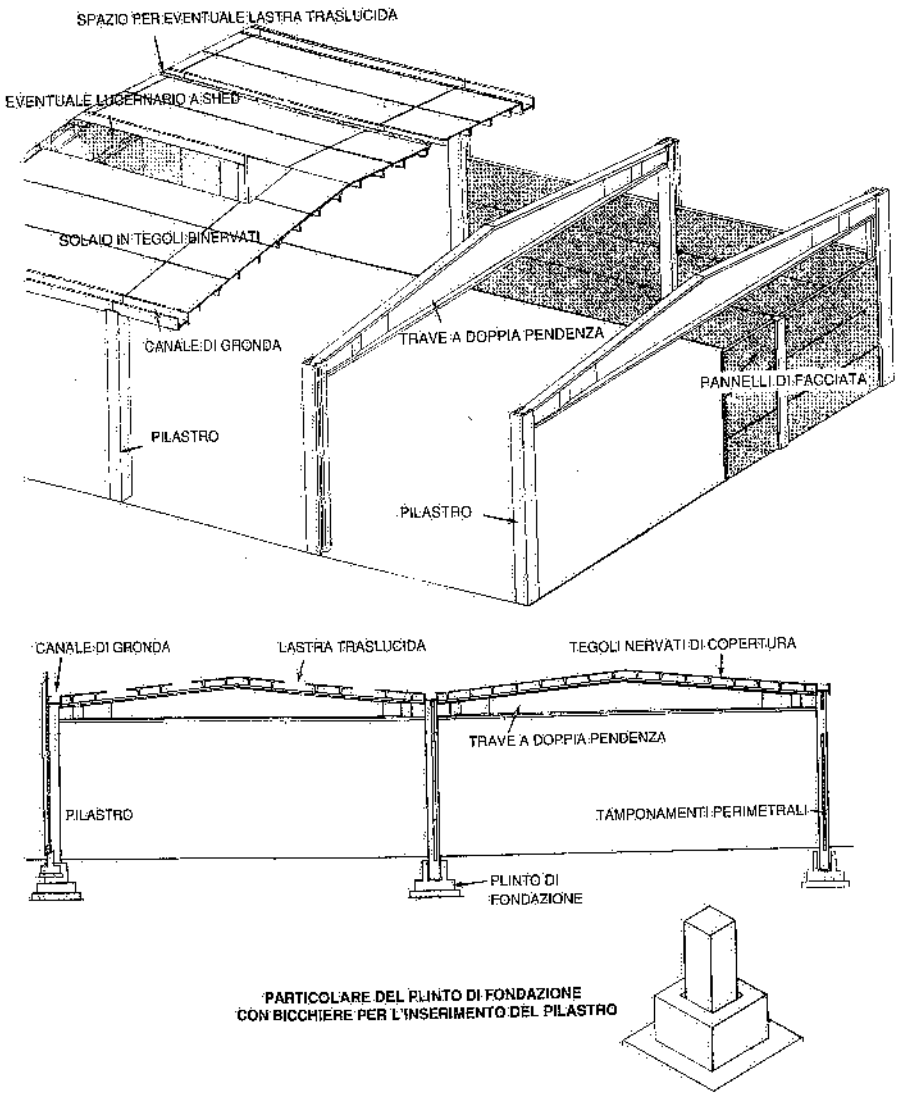


Fig. 13.2 – Fabbricato industriale costituito da componenti prefabbricati in calcestruzzo armato.

zione sull'orizzontale $\alpha \geq 60°$; $c_p = 0{,}03\alpha - 1$ per elementi sopravvento con inclinazione sull'orizzontale α compresa fra 20° e 60°; se l'inclinazione è $\leq 20°$, si assume $c_p = -0{,}4$ (così pure per gli elementi sottovento). Nel caso di coperture a shed, si applicano gli stessi coefficienti alla prima copertura colpita dal vento, mentre per le coperture successive il coefficiente viene ridotto del 25%.

c_d è il coefficiente dinamico, che in linea di massima si può assumere uguale a 1;

q_{ref} è la pressione che si esercita su 1 m² di superficie ortogonale alla direzione del vento (7).

Per quanto riguarda il carico della neve (vd. D.M. 16 gennaio 1996 e C.M. 4 luglio 1996 già citati), se ne tiene conto applicando la formula:

(13.2) $$q_s = \mu_i q_{sk}$$

dove:

q_s è il carico neve sulla copertura;

μ_i è il coefficiente di forma della copertura;

q_{sk} è il valore di riferimento del carico neve al suolo.

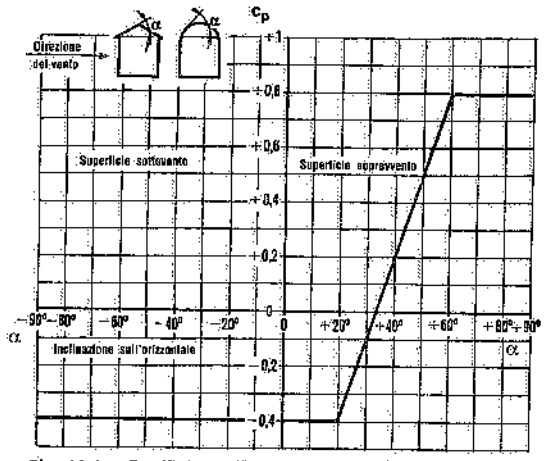


Fig. 13.3 – Coefficiente di esposizione e di forma c_p.

Per la determinazione di q_{sk}, l'Italia è divisa convenzionalmente in tre zone, per ognuna delle quali il seguente specchietto riporta i valori di q_{sk} (espressi in kN/m²) in funzione dell'altitudine del sito in cui si realizzerà l'edificio:

	Altezza sul livello del mare a_s		
Italia	$a_s \leq 200$ m	$200 \leq a_s \leq 750$ m	$a_s > 750$ m
settentrionale e centrale adriatica	1,60	$1{,}6 + \frac{3\,(a_s - 200)}{1000}$	$3{,}25 + \frac{8{,}5\,(a_s - 750)}{1000}$
centrale e tirrenica	1,15	$1{,}15 + \frac{2{,}6\,(a_s - 200)}{1000}$	$2{,}58 + \frac{8{,}5\,(a_s - 750)}{1000}$
meridionale e isole	0,75	$0{,}75 + \frac{2{,}2\,(a_s - 200)}{1000}$	$1{,}96 + \frac{8{,}5\,(a_s - 750)}{1000}$

Per la determinazione di μ_i valgono le considerazioni che seguono.

Sulle coperture con inclinazione uguale o maggiore di 60° sull'orizzontale, il carico dovuto alla neve può essere trascurato: pertanto $\mu_i = 0$. Per inclinazioni comprese fra 30° e 60°, si considera una variazione lineare tra 0,8 e 0 in funzione dell'angolo di inclinazione della falda. Per inclinazioni minori di 30°, il valore di μ_i si assume pari a 0,8.

Occorre tenere conto dell'eventuale formazione di sacche di neve, ad esempio in

(7) Il citato D.M. 16 gennaio 1996 fornisce i valori della pressione cinetica q_{ref} per 9 zone convenzionali in cui si considera suddivisa l'Italia. Ad esempio, per la pianura padana indica $q_{ref} = 390$ N/m² per altitudini sul livello del mare ≤ 1000 m.

corrispondenza dei compluvi, assumendo in linea generale $\mu_i = 1$. Il peso specifico della neve può essere considerato compreso fra 250 e 550 kg_f/m^3 (a seconda del presumibile grado di compattezza) per eventuali valutazioni particolari.

Infine, nella progettazione e realizzazione di edifici destinati ad ospitare attrezzature produttive, si deve tenere conto dei carichi derivanti dalla sospensione di impianti ed attrezzature; questi carichi sono talvolta così rilevanti che solo le strutture principali dell'edificio (travi principali o capriate). In questi casi, il ricorso alle strutture metalliche diventa preferibile rispetto a quelle in cemento armato perché, a parità di dimensioni della maglia strutturale (interasse pilastri), la struttura secondaria, maggiormente articolata, determina un reticolo fitto (disponibile per la sospensione dei carichi): in tal modo, i punti di aggancio sono più ravvicinati e quindi si può meglio ripartire il carico (8).

Le figg. 13.4 e 13.5 schematizzano tre tipi di strutture portanti di copertura di impiego corrente. La fig. 13.6 evidenzia gli elementi componenti di una struttura portante.

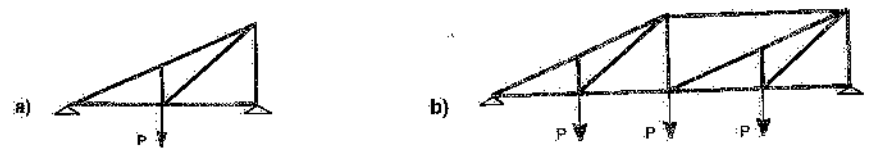


Fig. 13.4 – Struttura di copertura a shed: *a*) semplice; *b*) doppio.

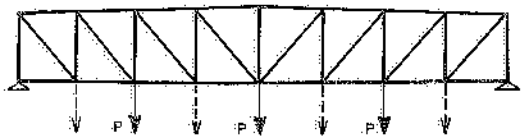


Fig. 13.5 – Struttura di copertura a tetto piano o a falde.

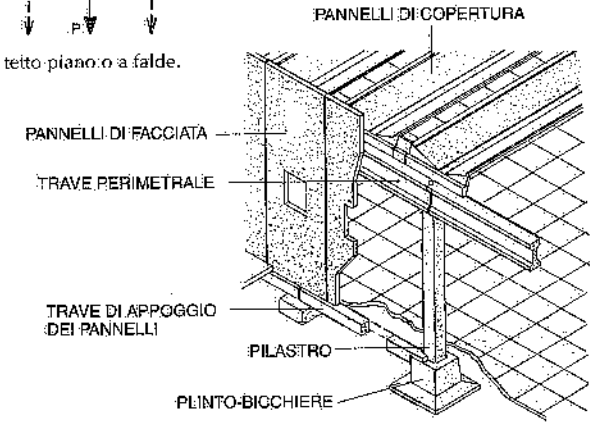


Fig. 13.6 – Principali elementi di una struttura portante per fabbricati industriali.

(8) Esemplificando, nel caso di una maglia strutturale di 12x20 m:
- la struttura metallica disposta con trave principale di 12 m e travi secondarie ortogonali ogni 4 m, determina un reticolo di 4x4 m disponibile per gli agganci;
- la struttura in cemento armato, ordita con travi principali su 12 m e solaio su 20 m (o viceversa), consente l'aggancio di carichi in un punto qualsiasi della trave principale, ma non permette – a meno di predisposizioni nel solaio complesse ed onerose – l'applicazione di carichi nell'area intermedia.

c) COPERTURE E PARETI

Le caratteristiche costruttive delle coperture e delle pareti dei fabbricati vengono stabilite tenendo conto, oltre che del peso e della facilità di posa in opera e di manutenzione, dei seguenti fattori:
- l'illuminazione naturale dell'area sottostante;
- l'acclimazione dell'ambiente (ossia la realizzazione di un adatto clima ambientale).

d) Illuminazione naturale dei fabbricati industriali

Esaminiamo anzitutto il fattore illuminazione.

L'illuminazione di un locale di lavoro mediante luce naturale può essere ottenuta sfruttando:
1) l'irraggiamento diretto attraverso vetrate e finestre;
2) la riflessione su pareti esterne vicine al locale;
3) la riflessione sulle pareti interne del locale.

È evidente che la forma di illuminazione di maggior interesse è la prima, vale a dire l'illuminazione attraverso aperture ricavate nella copertura e sulle pareti del fabbricato.

Vale la pena rilevare che negli Stati Uniti la maggior parte degli stabilimenti industriali è priva di finestre e questa tendenza è presente anche nei paesi del nord Europa (9). Nel sud Europa si preferiscono invece i fabbricati con più o meno ampie finestrature. Quest'ultimo orientamento diventa in genere una regola nei Paesi a bassa latitudine, principalmente per questioni climatiche.

Sotto il punto di vista illuminotecnico, la presenza dell'illuminazione naturale crea dei problemi, fra i quali ricordiamo i seguenti:
- adeguata integrazione della luce naturale mediante l'illuminazione artificiale, con rapporti variabili in funzione delle condizioni di luce diurna;
- possibilità di contrasti o di elevate luminanze (con conseguenti fenomeni di abbagliamento), in particolare per le vetrate verticali perimetrali;
- variazione delle caratteristiche dell'illuminazione naturale in relazione ad attrezzature, tubazioni, mezzi di trasporto successivamente installati nello spazio libero sovrastante il piano di lavoro;
- difficoltà di accordare il colore di determinate sorgenti luminose ad alta efficienza con la luce diurna.

Va inoltre rilevato che in molte officine l'illuminazione artificiale si rende necessaria per la maggior parte delle ore lavorative, per cui la presenza dei serramenti si traduce in pratica in un limitato risparmio di energia elettrica per illuminazione.

La legislazione italiana, in materia di illuminazione prescrive che "gli ambienti, i posti di lavoro ed i passaggi devono essere illuminati con luce naturale in modo da assicurare una sufficiente visibilità" (art. 28 del D.P.R. 27/4/1955, n. 547).

Inoltre, l'art. 33 del D.Lgs. 19/9/1994, n. 626, precisa: "a meno che non sia richiesto diversamente dalle necessità delle lavorazioni e salvo che non si tratti di locali sotterranei, i luoghi di lavoro devono disporre di sufficiente luce naturale e – in ogni caso – devono essere dotati di dispositivi che consentano un'illuminazione artificiale adeguata per salvaguardare la sicurezza, la salute e il benessere dei lavoratori".

(9) Negli edifici privi di finestrature, al fine di assicurare un buon comfort visivo e di evitare sensazioni di claustrofobia, si scelgono colori ambientali vivaci, si realizzano ambienti di lavoro sufficientemente ampi (eventualmente con suddivisioni trasparenti) e si prevedono giardini d'inverno dentro l'officina.

Si devono inoltre evitare zone d'ombra e di abbagliamento.

È ovvio che l'intensità dell'illuminamento che conviene assicurare nell'interno di un fabbricato dipende dal tipo di lavoro che nello stesso si deve eseguire. La tab. 13.I riporta i valori di illuminazione raccomandati a livello europeo per diverse attività lavorative. A sua volta, la norma UNI 10380 indica valori medi dell'illuminazione da assicurare negli ambienti di lavoro industriali (vd. capitolo 42).

Tabella 13.I – Valori standard europei dell'illuminamento negli ambienti di lavoro (lux).

Depositi	100-200
Aree di transito	100-200
Lavori grossolani	200-400
Lavori di media finezza (illuminazione generale)	200-400
Lavori di media finezza (illuminazione localizzata)	1000-2000
Lavori fini (illuminazione generale)	400-800
Lavori fini (illuminazione localizzata)	2000-4000
Lavori finissimi (illuminazione generale)	800-1200
Lavori finissimi (illuminazione localizzata)	4000-6000

Le condizioni di luce diurna variano in rapporto all'ora, ai mesi dell'anno, alla latitudine, alle condizioni meteorologiche (cielo sereno o nuvoloso). L'Italia si estende fra 46°30′ e 37°30′ di latitudine nord, quindi con condizioni di luminosità abbastanza variabili fra nord e sud; inoltre, in parecchie zone dell'Italia si hanno formazioni invernali di nebbia, come pure condizioni climatiche alquanto diverse. Si può comunque ritenere che fra le 10 e le 14 (ora solare), l'illuminamento medio sul piano orizzontale assuma i seguenti valori (in lux):

	21 dic.	21 marzo e 21 sett.	21 giugno
sud	20.000	54.000	70.000
nord	10.000	44.000	67.000

I giorni di cielo molto nuvoloso con illuminamento inferiore a 5000 lux nelle ore suddette, possono valutarsi in 30 all'anno al nord e in 20÷25 al sud.

Nelle officine, il contributo di illuminazione naturale dovuto alle finestre perimetrali è molto ridotto in quanto l'efficacia della finestra si estende praticamente sino ad una distanza dalla medesima pari a 2÷2,5 volte l'altezza del serramento. Sovente si è in presenza di altri fabbricati situati a poca distanza, per cui il coefficiente si riduce ancora.

Ai fini dell'illuminazione naturale degli ambienti di lavoro, sono quindi da preferire le superfici vetrate ricavate nella copertura, purché le stesse siano disposte in modo da evitare l'irraggiamento diretto sul piano di lavoro e siano tenute costantemente in buone condizioni di pulizia.

Introduciamo il concetto di *indice di luce diurna j*.

Questo è definito dal rapporto fra l'illuminamento in un punto interno al locale (considerato all'altezza del piano di lavoro, vale a dire 1 m circa dal pavimento) e l'illuminamento in un punto all'aperto in un giorno dell'anno particolarmente sfavorevole (mattinata invernale, con cielo molto coperto): quest'ultimo illuminamento si aggira intorno a 3000 lux. Allora, per ottenere – ad esempio – un illuminamento diurno di 300 lux dentro gli ambienti di lavoro, le superfici vetrate di uno stabilimento industriale dovranno assicurare un indice di luce diurna di 300/3000 = 10%.

Numerosi procedimenti consentono di ricavare l'indice *j* di un fabbricato industriale.

Ricordiamo, fra gli altri, il procedimento grafico che tiene esclusivamente conto dell'illuminazione diretta nell'ipotesi che il fabbricato sia dotato di finestrature continue.

Sia P il punto sul piano orizzontale di lavoro che deve essere illuminato: il suo indice *j* vale S/D (fig. 13.7), dove S è la proiezione sul piano di lavoro dell'arco AB intercettato sulla circonferenza di diametro D e centro P dai due raggi di luce PL e PM: se si assume D = 100 mm, S – misurata in mm – fornisce immediatamente la *j* nel punto P.

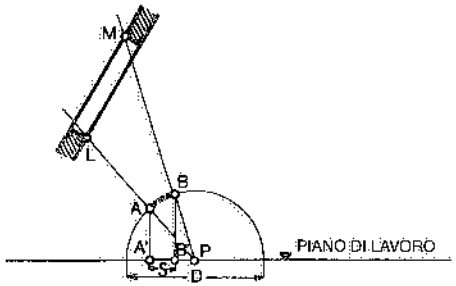


Fig. 13.7 – Procedimento grafico per la determinazione dell'indice di luce diurna.

Se un punto viene illuminato da diverse aperture (ad esempio, finestrature sulla parete laterale e luci nella copertura), si calcola l'indice delle diverse aperture e si fa la somma dei singoli valori.

Supponendo di aver ricavato i valori di *j* nei diversi punti della sezione di un edificio, li si consideri come ordinate di due assi cartesiani, dei quali l'asse delle ascisse giace nel piano di lavoro: collegando fra di loro tali ordinate, si ottiene la *curva di illuminamento*, che fornisce i rapporti di illuminamento nella sezione considerata del fabbricato (fig. 13.8).

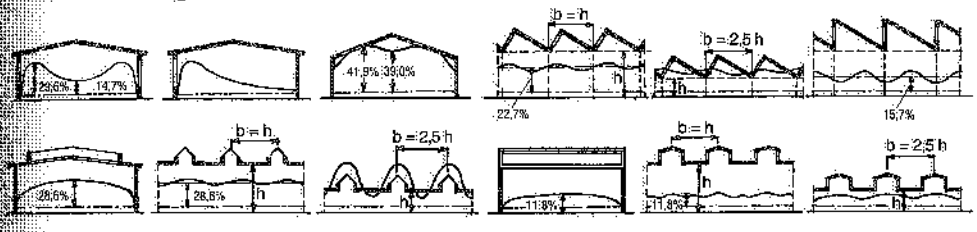


Fig. 13.8 – Curve di illuminazione relative a fabbricati con diversi tipi di coperture ed altezze sotto filo catena.

Da queste curve di illuminamento si perviene alle seguenti conclusioni.

1) Il flusso luminoso che penetra nel locale sottostante una apertura, è proporzionale al rapporto fra la superficie vetrata e la superficie totale del tetto, s/S (fig. 13.9).

La fig. 13.10 fornisce indicazioni sul modo di variare dell'illuminazione nei locali sottostanti tetti a falde e lucernari (10).

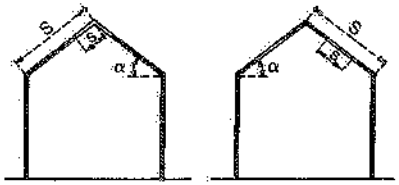
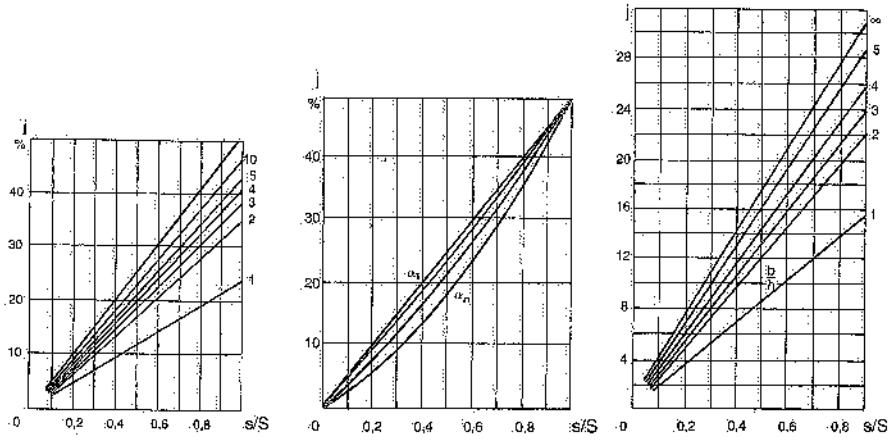


Fig. 13.9 – L'illuminamento nell'interno di un fabbricato è funzione del rapporto tra la superficie vetrata s e la superficie totale del tetto S.

(10) La fig. 13.11 fornisce lo schema di un tetto piano con lucernari longitudinali a forma parallelepipeda. In linea generale, è raccomandabile che: le aperture opposte di ogni lucernario siano disposte a distanza doppia dell'altezza del lucernario stesso; l'interasse tra due lucernari sia doppio della dimensione di base di ciascun lucernario; l'altezza sotto catena del soffitto sia superiore alla dimensione di base del lucernario. Infine, una buona illuminazione si può ottenere con coperture realizzate mediante lastre ondulate translucide, il cui rendimento si può ancora considerare uguale al rapporto s/S. Tali lastre traslucide, di facile installazione, possono essere in materie plastiche o in vetro armato.



a) copertura con tetto a falde e fasce finestrate in corrispondenza della mezzeria delle falde.

b) copertura con tetto a falde e fasce finestrate in corrispondenza del colmo (j varia con l'inclinazione α della falda).

c) copertura a volta in materiale traslucido; b indica la luce e h l'altezza dell'arco.

Fig. 13.10 – Indice di luce diurna di coperture diverse.

2) L'illuminamento è diverso a seconda della disposizione dell'apertura. Quanto più le superfici vetrate sono inclinate rispetto all'orizzontale, tanto più diminuisce l'illuminamento. La fig. 13.12 fornisce appunto un'indicazione di come varia l'illuminazione dei locali coperti da una struttura a shed in funzione della superficie vetrata e dell'inclinazione della stessa sull'orizzontale (11). In pratica, però, i valori dell'indice *j* indicati nelle figure suddette, subiscono una correzione a favore delle superfici maggiormente inclinate sull'orizzontale: queste ultime infatti raccolgono meno polvere, e quindi risulta meno ridotta la loro trasparenza.

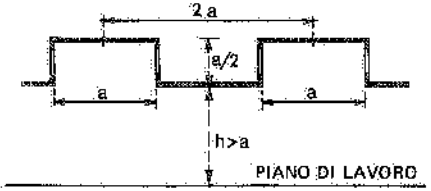


Fig. 13.11 – Copertura con lucernari a forma parallelepipeda.

3) La uniformità dell'illuminamento, espressa dal rapporto j_{max}/j_{min}, dipende molto dal tipo di copertura e, per ogni tipo, dal rapporto fra la distanza che intercorre fra le luci superiori e l'altezza del fabbricato.

(11) In linea generale, si può dire che:
- la parte vetrata dello shed dovrebbe sempre essere rivolta verso nord, al fine di evitare gli inconvenienti derivanti dall'irraggiamento diretto del sole nei locali di lavoro (peraltro, sono oggi disponibili vetri traslucidi di tipo speciale o in materie plastiche che riducono sensibilmente tali inconvenienti);
- risulta opportuna una pendenza della superficie vetrata rispetto all'orizzontale di 50°-60° allorquando non è possibile illuminare il locale sottostante mediante finestrature laterali;
- tale inclinazione può essere aumentata fino a 90° quando è possibile prevedere finestrature anche nelle pareti laterali;
- la miglior ripartizione della luce si ha quando $a < 2h$, vale a dire quando la luce di uno shed è minore del doppio dell'altezza sotto catena dello shed stesso.

Più l'altezza sotto filo catena del fabbricato si avvicina all'interasse fra tali luci, più uniforme diventa l'andamento di *j*.

Un altro indice cui talvolta ci si riferisce nella progettazione dei fabbricati industriali è il cosiddetto *indice di superficie vetrata* i, che è dato dal rapporto fra la superficie A delle aperture traslucide del locale e la superficie P del pavimento del locale stesso:

$$i = \frac{A}{P}$$

Apposite tabelle forniscono gli indici minimi di superficie vetrata raccomandati per i vari tipi di industrie. Dall'esame della tab. 13.II si rileva la tendenza ad assicurare una illuminazione via via maggiore quanto più il lavoro eseguito nello stabilimento diventa minuto e preciso.

Noto il valore di *i* e indicando con L_i e L_e rispettivamente l'illuminamento interno ed esterno, si hanno i seguenti valori indicativi di L_i in funzione di L_e, a seconda del tipo di superficie vetrata adottato:

- Lucernari a vetro piano: $L_i = 0{,}33\, i\, L_e$
- Coperture a shed: $L_i = 0{,}25\, i\, L_e$ per vetrate a 60°
- $L_i = 0{,}17\, i\, L_e$ per vetrate verticali
- Coperture a lucernario: $L_i = 0{,}17\, i\, L_e$ per vetrate verticali.

Questi coefficienti vanno ancora moltiplicati per un fattore di riduzione che tiene conto del fatto che le superfici vetrate – con il tempo – si coprono di una patina di polvere, la quale ne riduce la trasparenza (tab. 13.III).

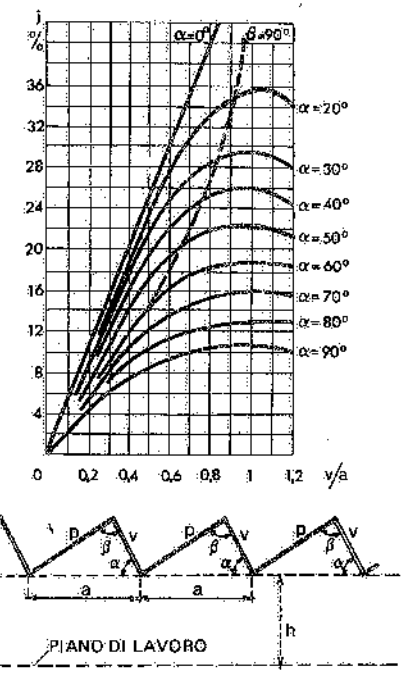


Fig. 13.12 – Indice di luce diurna in funzione della superficie vetrata e dell'inclinazione dello shed.

Tabella 13.II – Indici di superficie vetrata di alcuni fabbricati industriali.

Tipi di industrie	i
Acciaierie	10
Automobilistiche: – catene di montaggio	25
– finitura e controllo	50
Meccaniche	10 ÷ 50
Fonderie	10 ÷ 15
Filature: – locali di lavoro	10 ÷ 15
– controllo	50

Concludendo, legislazioni vigenti in alcuni Paesi europei, tradizioni architettoniche e considerazioni relative alle condizioni ambientali, mirano ad assicurare nell'interno dei fabbricati industriali un'illuminazione naturale.

Se l'edificio è grande, ciò ovviamente comporta finestrature ricavate non solo lungo le pareti perimetrali, ma soprattutto nelle coperture. Di qui il diffuso impiego di strutture finestrate a shed, a volta, a M. Purtroppo, a tale concetto informatore, teoricamente accettabile, non sempre corrispondono risultati pratici soddisfacenti.

Infatti, lo strato di polvere che rapidamente si forma sulle superfici vetrate, dimi-

nuisce la trasparenza di queste. Inoltre, la presenza di condotti, tubazioni, convogliatori o ripari nella parte alta del fabbricato, riduce notevolmente l'illuminazione naturale dell'ambiente di lavoro ottenuto attraverso le aperture sovrastanti: tanto è vero che nella maggior parte degli stabilimenti, anche in quelli dotati di abbondanti finestrature, l'impianto di illuminazione artificiale è sovente acceso durante tutte le ore del giorno. Infine, finestrature estese risultano controproducenti dal punto di vista dell'acclimazione ambientale, stante la notevole dispersione di calore che ne consegue (rispetto a strutture cieche aventi maggiore resistenza termica).

Tabella 13.III – Valori del fattore di insudiciamento.

Posizione delle vetrate	Verticale	Inclinata	Orizzontale
Zone pulite	0,9	0,8	0,7
Aree industriali	0,8	0,7	0,6
Aree molto sporche	0,7	0,6	0,5

b) Acclimazione dei fabbricati industriali

La realizzazione di condizioni climatiche che rispondano a finalità di benessere per gli operatori e ad eventuali specifiche esigenze tecnologiche, dipende in misura considerevole dalle seguenti caratteristiche delle strutture di chiusura del fabbricato:
- resistenza termica (talvolta denominata coibenza);
- permeabilità all'aria;
- capacità termica.

① La *resistenza termica* (specifica) è l'inverso della *trasmittanza termica*. Com'è noto, tale resistenza termica, nel caso di strutture costituite da più componenti eterogenei in serie (come generalmente si verifica nel caso degli edifici industriali) va intesa come la somma delle resistenze termiche specifiche dei materiali e delle eventuali intercapedini costituenti la struttura, nonché delle resistenze liminari interna ed esterna. Si misura in $\frac{W}{(m^2 \cdot °C)}$ o in $\frac{(m^2 \cdot °C \cdot h)}{kcal}$

② La *permeabilità all'aria* indica la quantità di aria che passa nell'unità di tempo attraverso l'unità di superficie di una struttura. Si può misurare in $m^3/m^2 \cdot h$ (alla temperatura e pressione considerate).

③ Infine, la *capacità termica* di una struttura è la somma dei prodotti del calore specifico di ciascuno dei materiali costituenti la struttura per il peso di 1 m^2 dei rispettivi elementi costitutivi. Si misura in $kJ/(m^2 \cdot °C)$ o in $kcal/(m^2 \cdot °C)$.

Al variare della coibenza, della capacità termica e della permeabilità delle strutture di chiusura (copertura e pareti perimetrali) di un edificio, variano i disperdimenti di calore che comunque si verificano fra l'ambiente interno del fabbricato e l'esterno.

Ora, è evidente che maggiori disperdimenti termici comportano:
- maggiori consumi di energia termica (si deve produrre più calore in centrale);
- maggiori consumi di energia elettrica (la potenza installata in centrale e negli impianti di distribuzione ed utenza del calore va incrementata);
- maggiori costi di ammortamento, esercizio e manutenzione dei vari impianti (infatti si devono prevedere impianti di generazione e di distribuzione del calore più potenti).

Ne consegue che il costo relativo all'acclimazione ambientale dipende in misura rilevante dalle caratteristiche costruttive delle pareti di involucro esterno e della copertura dell'edificio.

Con riferimento ai soli fabbricati industriali, i tipi fondamentali di strutture impiegate per la costruzione delle coperture e delle pareti perimetrali si possono così classificare:
- strutture tradizionali, in muratura, laterizio armato, blocchi di cemento, caratterizzate da un peso notevole e da tempi di posa in opera relativamente lunghi;
- strutture ad elementi prefabbricati, più leggere e di rapido montaggio.

Queste ultime, anche quando raggiungono la stessa resistenza termica delle strutture tradizionali, possono presentare una minore capacità e più diffusi laschi infrastrutturali: di conseguenza, a parità di condizioni climatiche richieste negli ambienti interni, comportano maggiori fabbisogni energetici (cui corrispondono, come si è detto, maggiori costi).

Infatti, se l'edificio presenta bassa capacità termica delle pareti e delle coperture, le temperature di tali strutture si allineano più rapidamente con la temperatura esterna, ripercuotendo nell'ambiente di lavoro le variazioni termiche esterne. Inoltre, l'eventuale presenza di laschi infrastrutturali consente il passaggio di quantità di aria tutt'altro che trascurabili. Il che, per di più, determina nell'ambiente di lavoro movimenti d'aria che concorrono alla formazione di strati di fumi e di polveri, la cui rimozione – richiedendo un ricambio dell'aria ambiente – comporta ulteriori consumi energetici.

Per contro, le strutture che presentano maggiore capacità termica e laschi praticamente localizzati in corrispondenza dei serramenti, richiedono, a parità di resistenza strutturale complessiva, minori apporti di energia termica.

Di ciò si deve tenere conto all'atto della scelta del tipo di fabbricato, così da non trascurare un importante elemento decisionale. In ogni caso, vale la pena di rilevare che anche semplici accorgimenti (quale potrebbe essere quello di curare particolarmente l'assemblaggio della struttura prefabbricata di copertura, così da ridurre l'entità delle fughe di calore) consentono di diminuire, senza apprezzabile maggiorazione dell'investimento, le dispersioni termiche, e quindi i costi di esercizio, nonché quelli di installazione degli impianti di acclimazione. Questi ultimi, essendo in genere ammortizzati in un periodo di tempo inferiore a quello degli edifici, hanno un'incidenza economica proporzionalmente maggiore.

Soffermiamoci brevemente sui singoli disperdimenti energetici cui sopra si è fatto cenno, partendo dalle seguenti ipotesi:
- che interessino esclusivamente i disperdimenti energetici connessi alle esigenze del riscaldamento invernale;
- che il clima invernale delle località in cui sorgono i fabbricati industriali sia quello dell'Italia settentrionale;
- che i valori della temperatura finale richiesta in prossimità dei posti di lavoro risultino all'incirca uguali a 17÷19°C (mediamente 18°C); in sintesi, le condizioni climatiche e ambientali ipotizzate sono riportate nella tab. 13.IV;
- che il riscaldamento ambientale sia effettuato mediante aria calda razionalmente distribuita;
- che lo stabilimento, e quindi l'impianto di riscaldamento, funzionino su un solo turno giornaliero, o, comunque, si abbia sempre una interruzione notturna;
- che i valori della capacità delle strutture non superino i 100 $kJ/(m^2 \cdot °C)$, ovvero 25 $kcal/(m^2 \cdot °C)$, come in effetti si verifica in numerosi fabbricati industriali.

④ La quantità di calore dispersa nell'unità di tempo a causa della *trasmittanza termica* delle strutture di chiusura è data dalla:

(13.3) $K(t_i - t_e)$ $\left(\frac{W}{m^2}\right)$ o $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot h}\right)$

Tabella 13.IV – Temperature esterne ed interne ad un fabbricato industriale durante la stagione invernale.

Temperatura esterna		Temperatura interna		Differenziale termico all'inizio e alla fine della messa a regime, fra le temp. superf. delle pareti	
Minima	Media ponderale (*)	Iniziale	Finale (**)	interne	esterne
– 10 ÷ 12°C	+ 4°C	+ 9°C	+ 17 ÷ 19°C	7,5°C	1,5°C

(*) Riferita a 150 giorni all'anno.
(**) Cioè dopo il periodo di messa a regime termico.

dove:
K = trasmittanza termica totale di una struttura, in W/(m²·°C) o kcal/(m²·°C·h) (12);
t_i = temperatura ambientale interna al fabbricato (in °C);
t_e = temperatura esterna al fabbricato (in °C).

La (13.3) consente di rilevare la notevole incidenza che le pareti vetrate di copertura e perimetrali (caratterizzate da una K molto elevata) hanno sui disperdimenti energetici per conduzione e quindi la convenienza – dal punto di vista dei costi connessi all'acclimazione – di ridurre al minimo tali parti vetrate.

La (13.3) deve essere applicata considerando valori diversi della t_i a seconda che si calcolino le dispersioni termiche attraverso le strutture di copertura oppure quelle attraverso le pareti laterali: ciò in quanto la temperatura media dell'aria in prossimità della copertura è più elevata della temperatura ambiente a circa 2 m sopra il piano pavimento (temperatura mediamente uguale a 18°C, come si è detto).

Le quantità di calore disperse per conduzione, così trovate, vanno moltiplicate per le ore annue di riscaldamento a regime (più le ore di messa a regime da conteggiare numericamente pari – con il periodo di utilizzazione giornaliera considerato – al 20-30% delle effettive ore a regime). Ad esempio, si supponga che – nelle ipotesi dianzi precisate e ricorrendo all'impiego di destratificatori – si possa limitare a un paio di gradi la differenza di temperatura fra l'altezza di lavoro e la copertura del fabbricato. Applicando la (13.3), si perviene alla seguente valutazione: il disperdimento di calore Q_d, durante l'intera stagione invernale, dovuto alla trasmittanza termica delle strutture, risulta pari a circa 100.000 kJ/m² per ogni W/(m²·°C) di trasmittanza delle pareti e pari a circa 115.000 kJ/m² per ogni W/(m²·°C) di trasmittanza delle coperture. Si potrà quindi scrivere:

(12) I valori di K si ottengono con la

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_i} + \Sigma\frac{s}{k} + \frac{1}{a_e} + \Sigma r}$$

dove:
a_i = coefficiente liminare di trasmissione della facciata interna della parete;
a_e = coefficiente liminare di trasmissione della facciata esterna della parete;
s = spessore di ciascun strato della parete;
k = coefficiente di conducibilità del materiale costituente ogni strato;
r = resistenza della (eventuale) camera d'aria.

Ovviamente, si deve tenere conto dei diversi valori di K a seconda delle strutture di chiusura (vetri, muratura, struttura prefabbricata, ecc.).

(13.4) $Q_d \simeq 100.000 \cdot K$ (kJ/m² per stagione per le pareti)

e

(13.5) $Q_d \simeq 115.000 \cdot K$ (kJ/m² per stagione per le coperture).

Per altezze sotto il filo catena superiori a 5÷6 m e non prevedendo destratificatori, le quantità di calore fornite dalle (13.4) e (13.5) vanno aumentate del 10% circa per ogni metro di maggiore altezza.

(2) Per quanto riguarda la *permeabilità* all'aria, si può dire che la fuga di 1 m³/m²·h di aria calda corrisponda, durante l'intera stagione invernale, a una dispersione di calore pari, approssimativamente, a 40MJ (10.000 kcal) per m² di copertura.

Si tratta quindi di valutare, per ogni tipo di fabbricato, le fughe d'aria proprie della struttura e delle relative aperture ed applicare tale valore-indice. Si può cioè dire che il disperdimento energetico stagionale di 1 m² di struttura dovuto a una fuga di aria di *n* m³/h risulta pari a circa

(13.6) $40 \cdot n \left(\frac{MJ}{m^2 \cdot \text{stagione}}\right)$

dove n misura la permeabilità all'aria (in m³/m²·h) nelle condizioni medie ponderali di temperatura esterna.

I valori di n propri dei fabbricati industriali possono essere valutati statisticamente. Come superficie interessata al disperdimento per permeabilità all'aria delle strutture, si può considerare la sola area coperta del fabbricato. Infatti, così facendo, si considera implicitamente anche la superficie delle pareti perimetrali, in quanto tutta l'aria che permea attraverso queste, perché costituisca una fuga effettiva, deve passare attraverso la copertura, realizzando cioè un movimento centripeto (dalla periferia alla zona centrale) e dal basso verso l'alto ("effetto camino").

Le quantità di calore Q_d fornite dalla (13.6) vanno maggiorate del 15÷20% per ogni metro in più dell'altezza sotto il filo catena dei fabbricati oltre i 5÷6 metri.

(3) Passiamo ad esaminare l'influenza della *capacità termica* sul consumo energetico, premettendo due considerazioni del tutto ovvie.

Anzitutto, la presenza di pareti aventi una apprezzabile capacità termica consente di assicurare lo stesso benessere fisico a chi deve operare nel locale (specie in prossimità delle pareti), con temperature ambiente inferiori a quelle richieste nel caso di strutture a bassa capacità termica.

Inoltre, le strutture aventi capacità non nulla accumulano calore (durante il funzionamento dell'impianto di riscaldamento) sottraendolo al disperdimento e reimmettendolo in parte nell'ambiente di lavoro a impianto termico fermo.

Con riferimento a fabbricati costituiti da strutture aventi basse capacità termiche (quali potrebbero essere la copertura schematizzata in fig. 13.13 e pareti costituite da pannelli di lana di vetro racchiusi fra lamiere zincate), si è calcolato un maggiore disperdimento annuo (stagione invernale) di circa 30 MJ (7000 kcal) per ogni m² di superficie sviluppata, rispetto al caso di un fabbricato avente strutture di chiusura con capacità media pari a 1000 kJ/(m²·°C).

In realtà, il disperdimento termico è una funzione complessa della capacità e della trasmittanza delle strutture, nonché delle variazioni che si verificano nel clima esterno e interno. Comunque, in prima approssimazione, per valori della trasmittanza compresi fra 0,6 e 1W/(m²·°C) [in media 0,8 W/(m²·°C)] e nella ipotesi dianzi introdotta di un funzionamento dell'impianto di riscaldamento limitato a un solo turno

giornaliero (ovvero 8 ore lavorative più 1÷3 ore di preriscaldamento), il disperdimento energetico dovuto a bassa capacità delle strutture si può valutare, con la seguente espressione:

(13.7) $Q_d \approx 28$ MJ per stagione.

La (13.7) non è più applicabile allorquando la trasmittanza K della struttura risulta apprezzabilmente $< 0{,}6$ o > 1 W/(m²·°C).

Infatti, quando $K < 0{,}6$ (ossia il materiale utilizzato per le strutture di chiusura è caratterizzato da una elevata coibenza) ed i valori della capacità termica C sono bassi (ossia si tratta di strutture molto leggere), la quantità di calore immagazzinata nelle strutture che delimitano l'edificio si riduce all'incirca proporzionalmente alla diminuzione di K rispetto al valore base di 0,9 W/(m²·°C).

Invece, quando $K > 1$ e $C < 100$ kJ/(m²·°C) e $> K$, la quantità di calore immagazzinata nelle strutture di chiusura aumenta all'incirca in proporzione all'aumento di K·C.

La (13.7) è valida per fabbricati industriali aventi un'altezza sotto filo catena fino a 5÷6 m. Per altezze superiori, i valori forniti da quelle espressioni devono essere maggiorati del 5÷10% per ogni metro di maggiore altezza del fabbricato.

Un'altra causa di disperdimento energetico (che peraltro non dipende direttamente dalle caratteristiche costruttive del fabbricato) è quella dovuta alla necessità di eliminare gli *inquinamenti dell'aria* che si verificano negli ambienti di lavoro.

Tale disperdimento è strettamente legato alle portate d'aria da aspirare (per motivi tecnologici) o da rinnovare. Infatti, le entrate d'aria – centripete e verso l'alto – che si verificano attraverso le chiusure di un edificio industriale, tendono ad addensare nella zona centrale gli inquinanti che si formano nell'ambiente di lavoro a causa delle lavorazioni in atto: è ovvio che l'entità del fenomeno è funzione della effettiva produzione di inquinanti.

La necessità di eliminare tali inquinamenti comporta un disperdimento energetico stagionale totale che, nel caso di officine meccaniche, può essere statisticamente valutato mediante l'espressione:

(13.8) $0{,}6 \cdot n \cdot S$ kJ per stagione

dove S è la somma dei disperdimenti termici connessi con la capacità e la trasmittanza delle strutture di chiusura.

Oltre i 5÷6 m di altezza sotto filo catena dei fabbricati, è opportuno aumentare i disperdimenti forniti dalla (13.8) del 10% circa per ogni metro di maggior altezza.

L'espressione (13.8) è stata ricavata sperimentalmente mediante rilievi effettuati su numerosi fabbricati industriali dell'Italia settentrionale e tiene conto anche dei disperdimenti dovuti a squilibri termici fra zona centrale e fascia periferica dei fabbricati.

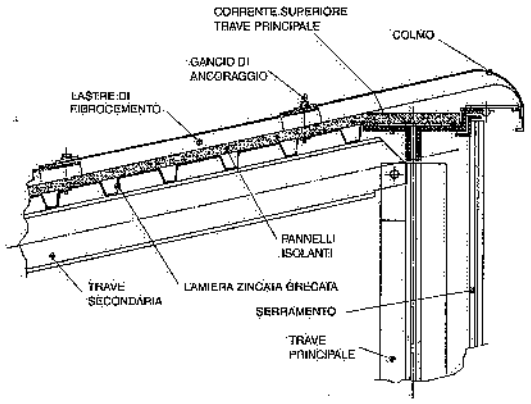


Fig. 13.13 – Struttura a shed con copertura in lamiere grecate e lana di vetro.

c) Tipi di coperture

La tecnica di realizzazione dei manti di copertura si è orientata verso l'industrializzazione, adottando elementi prefabbricati modulari che consentono una rapida posa in opera e ridotti costi di produzione.

Alle coperture si richiedono, in genere, le seguenti prestazioni e caratteristiche:

- impermeabilizzazione e protezione dalle intemperie;
- isolamento termico ed acustico;
- resistenza meccanica e pedonabilità;
- durata;
- leggerezza;
- possibilità di contribuire all'illuminazione, ventilazione ed evacuazione dei fumi dagli ambienti.

Accenniamo brevemente ad alcuni tipi di coperture ad elementi prefabbricati:

a) lastre di fibrocemento o di lamiere grecate zincate od in alluminio: tale copertura (fig. 13.14) è naturalmente poco indicata dal punto di vista dell'acclimazione ambientale; per contro, il suo peso ed il suo costo sono relativamente bassi (13);

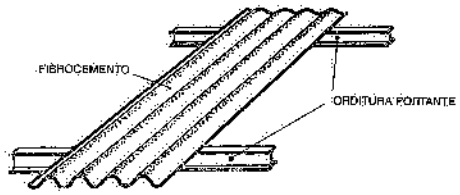


Fig. 13.14 – Copertura in lastre di fibrocemento.

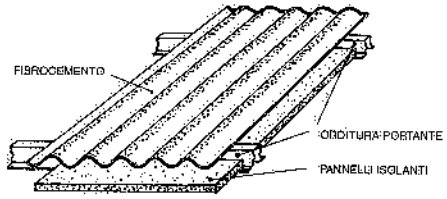


Fig. 13.15 – Copertura in lastre di fibrocemento e sottostanti pannelli di materiale isolante.

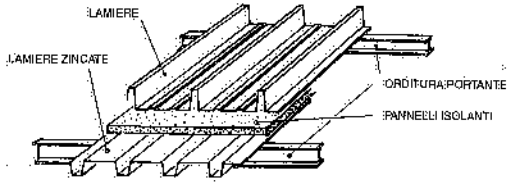


Fig. 13.16 – Copertura in doppia lamiera grecata con interposto pannello isolante.

b) pannelli di materiale isolante (costituito da lana di vetro o minerale, fibre di legno, ecc.), dello spessore di 5 cm, con sovrastanti lastre di fibrocemento (fig. 13.15);

c) pannelli di materiale coibente (spessore variabile da 2 a 5 cm) racchiusi fra lastre di fibrocemento o metalliche, sia verso l'esterno, sia verso l'interno (fig. 13.16);

d) lastre in lamiera zincata o in alluminio, di tipo grecato, sopportanti uno o più strati di materiale isolante. L'impermeabilizzazione è costituita da uno o due strati di

(13) Le lastre in cemento-amianto hanno rappresentato per molti anni (tra gli anni '60 e gli anni '80) uno degli elementi più comuni delle coperture, in quanto soddisfacenti il rapporto costo/beneficio. Alla fine degli anni '80, una maggiore sensibilità ai problemi dell'inquinamento ed una maggiore conoscenza degli effetti dell'amianto sulla salute, hanno portato all'abbandono di questo materiale a favore di altri componenti non dannosi.

Le attuali lastre di fibrocemento costituiscono l'evoluzione del cemento-amianto; la tecnica di produzione e le caratteristiche geometriche delle lastre di fibrocemento ricalcano le precedenti, ma la funzione di armatura delle lastre è svolta da fibre di materiale sintetico o da fibre minerali.

Per consentire il passaggio della luce, le lastre di fibrocemento vengono talvolta intercalate con lastre traslucide in vetro armato o in resine sintetiche.

guaina bituminosa incollati fra loro con spalmatura di bitume a caldo (fig. 13.17) oppure da un solo foglio di materiale plastico (spessore 1,5÷2 mm) incollato sui pannelli isolanti (14).

Anche se, come si è accennato, le coperture industriali di tipo prefabbricato hanno avuto negli ultimi tempi uno sviluppo notevole, cionondimeno trovano ancora applicazione le tradizionali coperture in laterizi forati ("SAP") con sovrastanti lastre di fibrocemento o di lamiera e intonaco sulla facciata inferiore (fig. 13.18): l'impiego di tipi di coperture più pesanti e di più complessa realizzazione rispetto ai tipi costruiti con materiali prefabbricati, è dovuto al fatto che essi presentano una buona capacità di coibenza termica, nonché una minore permeabilità all'aria.

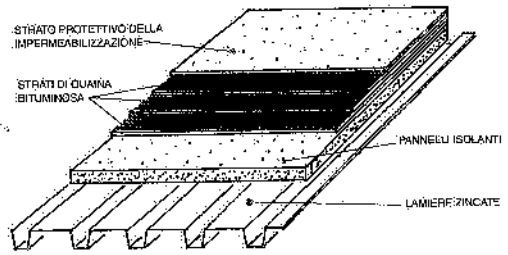


Fig. 13.17 – Copertura con strati di cartonfeltro bitumato e sottostanti pannelli di materiale isolante e lamiere grecate.

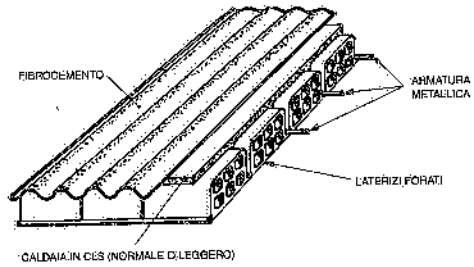


Fig. 13.18 – Copertura a blocchi con sovrastanti lastre di fibrocemento.

Esempi di coperture di fabbricati industriali

La fig. 13.13 si riferisce ad una struttura di copertura del tipo a shed; è visibile la soluzione adottata per le vetrate e la copertura vera e propria. La copertura consta di lamiere zincate grecate sulle quali sono disposti pannelli isolanti (lana di vetro o di roccia); verso l'esterno, appoggiate direttamente sui pannelli e fissate alle lamiere grecate mediante ganci di ancoraggio con piastrine a tenuta stagna, sono installate lastre di fibrocemento.

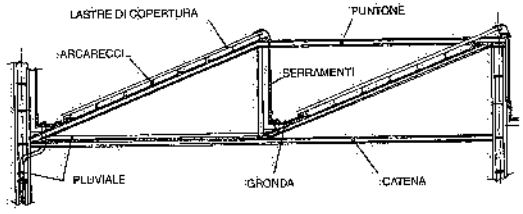


Fig. 13.19 – Struttura di copertura a shed doppio.

Lo shed con la parte non vetrata sagomata a volta, è talvolta adottato per migliorare (ma con risultati modesti) la ventilazione e l'illuminazione dei locali sottostanti.

La fig. 13.19 schematizza una struttura a shed multiplo, più adatto dello shed semplice per grandi luci; a parità di luce, lo shed multiplo realizza rispetto allo shed semplice una maggiore uniformità di illuminazione, comporta un minor volume di aria da riscaldare e offre maggiori possibilità di ancoraggi.

La fig. 13.20 si riferisce invece ad un fabbricato industriale con tetto piano e lucernari. I lucernari hanno lo scopo di assicurare l'illuminazione uniforme nella zona sottostante e la fuoriuscita dell'aria viziata e dei fumi che si formano nell'ambiente di lavoro. Questa seconda funzione può essere esaltata installando aeratori statici o elettroventilatori.

(14) Trattasi di fogli larghi 1 m, arrotolati in bobine, che vengono distesi e incollati in corrispondenza delle sovrapposizioni.

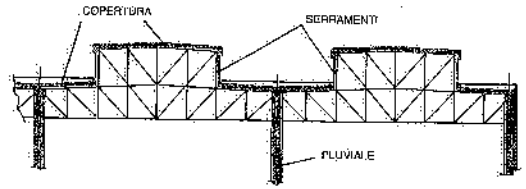


Fig. 13.20 – Struttura di copertura a tetto piano e lucernari.

I primi (fig. 13.21) consistono in aperture longitudinali, montate sui colmi delle coperture e regolabili mediante apposite serrande. Tali aeratori accentuano l'effetto camino (e quindi l'estrazione di aria ambiente) in quanto consentono di sfruttare al massimo le differenze di altezza e di temperatura fra il punto di entrata ed il punto di uscita dell'aria.

Per una buona funzionalità dell'impianto, l'area totale delle aperture di entrata dell'aria deve essere almeno uguale a una volta e mezza l'area utile dell'aeratore.

Gli elettroventilatori centrifughi o elicoidali (fig. 13.22), normalmente montati dentro appositi camini a sezione circolare (di qui il nome corrente di *torrini* di ventilazione), sono installati sulle coperture dei fabbricati industriali ed assicurano una estrazione forzata dell'aria ambiente.

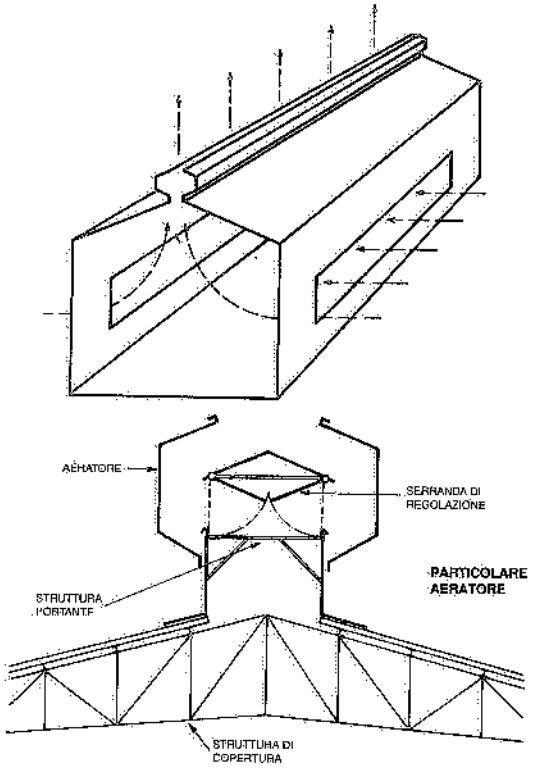


Fig. 13.21 – Fabbricato industriale con tetto a falde e aeratore statico sul colmo.

d) Tipi di pareti

La pareti hanno la funzione di isolare e separare gli ambienti, sia fra loro che verso l'esterno; per questo possono essere suddivise in due grandi categorie: le pareti esterne e le pareti interne.

Pareti esterne

Costituiscono la barriera verso l'esterno e pertanto hanno la funzione di chiusura, protezione dagli agenti atmosferici e coibentazione, consentendo comunque l'inserimento di aperture di illuminazione e ventilazione.

Devono avere buona resistenza meccanica, favorevoli caratteristiche termo-acu-

stiche e – in genere – devono raggiungere altezze più elevate di quelle richieste alle pareti interne.

Fra le principali tipologie costruttive citiamo le seguenti.

a) Pareti in muratura di laterizi (fig. 13.23) o in blocchi di cls: di concezione tradizionale, simile a quanto in uso nella edilizia civile e residenziale, sono utilizzate con buoni risultati di tipo funzionale ed estetico. Sono sovente realizzate in doppia parete con cassavuota interna e inserimento di isolanti specifici.
Nel caso di pareti in cls, al fine di ottenere un incremento della resistenza termica, si possono utilizzare blocchi costruiti in conglomerato contenente argilla espansa e con conformazione a più camere.
Quando le pareti devono raggiungere altezze elevate o si vuole realizzare un manufatto con maggiore resistenza meccanica, si prevedono rinforzi in c.a. dentro alcuni blocchi in laterizio o in cls (fig. 13.24).

b) Lastre prefabbricate in cemento armato (15). I concetti di industrializzazione e di modularità indicati per le coperture valgono, a maggior ragione, per le pareti, nelle quali la celerità di realizzazione diventa requisito di importanza fondamentale. Nell'edilizia industriale si è diffuso rapidamente ed in modo esteso il ricorso a pareti realizzate con pannelli di grandi dimensioni, prefabbricati in stabilimento e successivamente trasportati e montati in opera; i pannelli possono essere disposti verticalmente oppure orizzontalmente; è inoltre possibile completarli nella parte superiore con serramenti vetrati.
Il sistema di costruzione basato su grandi pannelli prefabbricati in cemento armato deve tenere necessariamente conto dei problemi derivanti dal peso dei pannelli stessi e dai movimenti della struttura e dei pannelli, dovuti alle dilatazioni termiche; particolare attenzione deve essere rivolta a:
– sostegno dei pannelli, solitamente affidato ad una trave inferiore porta-muro;
– bloccaggio superiore per mezzo di profilati metallici appositamente predisposti, in grado di assorbire i movimenti dell'insieme struttura-pannelli di parete;
– giunzioni tra i pannelli, solitamente di difficile soluzione a causa dei già citati movimenti degli stessi: si cerca di risolvere il problema inserendo fra i pannelli profilati in materiale elastoplastico e sigillanti anch'essi elastomerici.

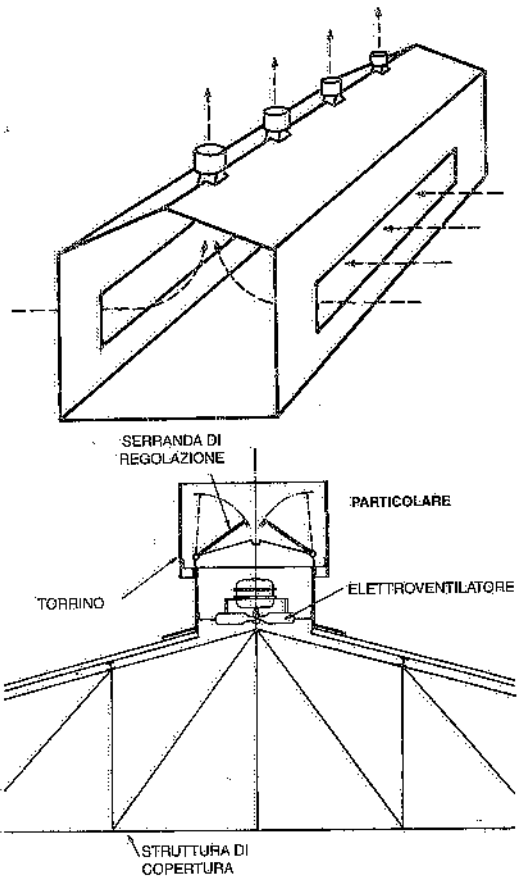


Fig. 13.22 – Fabbricato industriale con tetto a falde e torrini di ventilazione sul colmo.

c) Pareti semplici in lamiera: le caratteristiche principali sono l'economicità e la velocità di realizzazione, ma le prestazioni scadenti di isolamento termico ne limitano l'impiego per opere provvisorie o per edifici non climatizzati (magazzini, depositi o simili).

d) Pareti strutturali in vetro (*courtain-wall*): la ricerca di caratterizzazione spinta per alcuni fabbricati (ad esempio, palazzi uffici o centri commerciali) ha visto la diffusione di questo sistema, che si avvale di grandi elementi vetrati agganciati e sostenuti da una robusta struttura metallica ancorata alle strutture portanti del fabbricato (solai e pilastri). La soluzione courtain-wall, per via dell'uso di materiali pregiati, è onerosa e pertanto trova applicazione solamente per edifici a cui sia richiesta una spiccata connotazione estetica.
La ventilazione naturale dell'edificio si può ottenere inserendo opportunamente parti apribili nel "reticolo" della facciata. Questo tipo di realizzazione deve essere

(15) Le lastre in cemento armato semplice solitamente non garantiscono i requisiti minimi per l'isolamento termico dell'edificio, per cui è necessario incrementare le prestazioni ricorrendo, a seconda dei casi, a:
– materiale isolante inglobato nel getto di calcestruzzo;
– aggiunta, sul lato interno, di uno strato isolante eventualmente rivestito con velovetro.

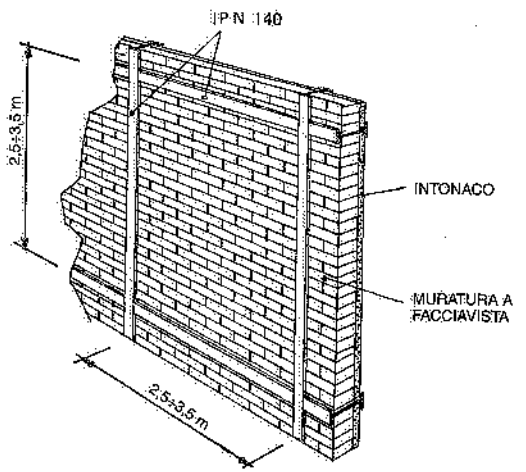


Fig. 13.23 – Parete in muratura di laterizi rinforzata con profilati di acciaio.

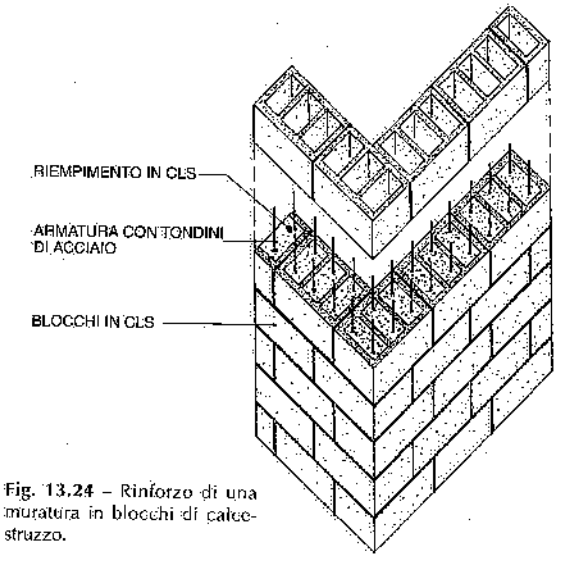


Fig. 13.24 – Rinforzo di una muratura in blocchi di calcestruzzo.

molto curato per scongiurare infiltrazioni e per garantire sufficienti livelli di sicurezza (ricorrendo, ad esempio, a vetri antisfondamento) e di coibenza (uso di parti metalliche a "taglio termico" , cioè a bassa trasmissione termica, o ricorso a vetricamera ad elevato isolamento). In ogni caso, nei locali di lavoro deve essere garantito un adeguato ricambio d'aria. Inoltre, finestre e lucernari devono risultare apribili tramite comandi accessibili da parte dei lavoratori e ad altezza inferiore a 1,5 m dal piano pavimento.

Pareti interne

Alle pareti interne si affidano funzioni di separazione fisica tra ambienti diversi, compartimentazione di zone esposte a condizioni particolari (ambienti rumorosi, aree soggette a controlli specifici), delimitazione di zone a rischio di incendio, deflagrazione o altro (è, ad esempio, il caso delle centrali termiche).

Le pareti interne possono essere raggruppate nelle seguenti categorie.

a) Chiassilerie (fig. 13.25): si tratta di pareti sottili e leggere, generalmente metalliche, con scarso potere isolante sia termico che acustico; sono adatte solo per la separazione fisica di ambienti in cui non siano richieste prestazioni elevate (ad esempio, delimitazione di spazi destinati a magazzino nell'ambito dei reparti produttivi).
b) Pareti in muratura di laterizio o in blocchi di calcestruzzo: secondo le tipologie abituali per l'edilizia civile, si avvalgono dei materiali tradizionali.
c) Pareti aventi determinate caratteristiche di resistenza al fuoco: i criteri di sicurezza introdotti nella progettazione e realizzazione degli edifici hanno portato alla necessità di separare opportunamente alcune aree dei fabbricati per scongiurare i rischi di propagazione degli incendi nei locali adiacenti e limitare i danni a persone e cose. Secondo questi criteri si è reso necessario il ricorso a una tipologia particolare di parete, definita convenzionalmente REI, tale da garantire requisiti minimi di sicurezza in caso di incendio (vd. capitolo 37.§4).

Tra le tipologie più adottate in pratica figurano:

- muratura di mattoni pieni di spessore 25 cm;
- blocchi di cls con specifica omologazione;
- setti continui in cemento armato dello spessore minimo di 20 cm;
- lastre in cartongesso montate su intelaiatura metallica.

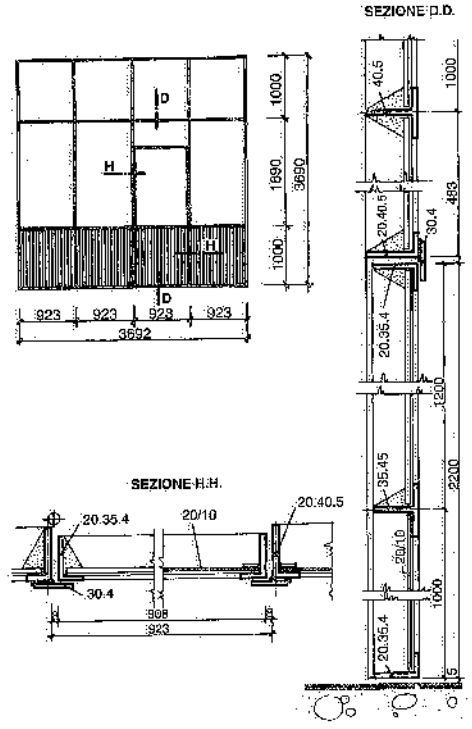


Fig. 13.25 – Chiassilerie in lamiera, con parte superiore vetrata.

Poiché per l'esecuzione delle pareti REI si devono impiegare materiali costosi e lavorazioni particolarmente accurate, l'uso di queste strutture è solitamente limitato ai casi di effettiva necessità e quando prescritto dalle normative.

d) Setti in cemento armato: si realizzano quando è necessaria un'elevata resistenza meccanica della parete o, più spesso, per delimitare vani destinati ai collegamenti verticali (scale, ascensori, cavedi) in quanto assolvono anche funzioni di natura statica.
e) Pareti mobili: costituiscono una soluzione tecnicamente più avanzata per la realizzazione di partizioni interne delle aree destinate ad uffici: la modularità e la possibilità di smontaggio e montaggio rapidi, secondo svariate combinazioni, consentono la massima flessibilità d'uso degli spazi, che possono essere riconfigurati e modificati con il variare delle esigenze degli utenti. Generalmente, l'uso di questo tipo di pareti, aventi costi iniziali piuttosto elevati, è previsto per ambienti in cui siano previste frequenti ridistribuzioni del layout. Predisponendo opportune canalizzazioni nei moduli, è possibile attrezzare le pareti mobili con interruttori e prese senza ricorrere ad opere murarie (fig. 13.26).
f) Pareti fonoisolanti: sono generalmente realizzate per isolare ambienti rumorosi ed impedire un'inaccettabile propagazione di rumore negli ambienti limitrofi; costruttivamente, possono essere del tipo monostrato ad elevate caratteristiche (ad esempio, in calcestruzzo cellulare espanso) oppure pluristrato in materiali di natura e densità diverse, che realizzano abbattimenti su un ampio spettro di frequenze.
g) Pareti in carton-gesso: si tratta di pareti costituite da una intelaiatura metallica leggera alla quale sono fissati pannelli di carton-gesso (16). Caratteristica di questa tecnica è la rapidità di montaggio, eseguito "a secco", cioè senza uso di malte; l'aspetto finale è del tutto simile a una muratura tradizionale intonacata. Queste caratteristiche ed un costo relativamente modesto ne fanno una delle soluzioni più diffuse nel caso di riconfigurazioni di ambienti o per isolare aree in cui si devono eseguire lavori rumorosi o polverosi.

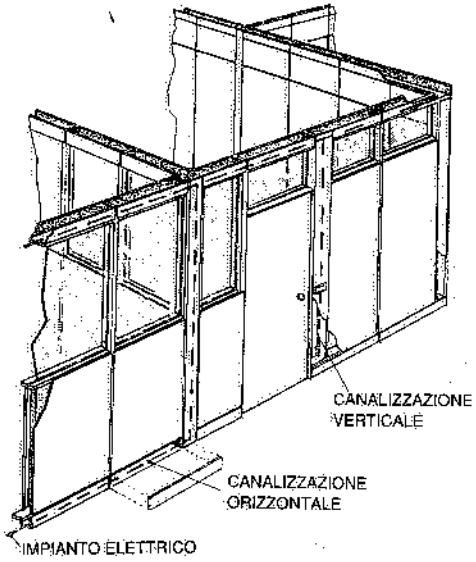


Fig. 13.26 – Parete mobile modulare con canalizzazione impiantistica integrata.

D) PAVIMENTI

Ad un pavimento industriale possono essere richieste le seguenti caratteristiche:

– resistenza agli urti ed alle vibrazioni (è forse il requisito tecnico più importante);

(16) I pannelli di carton-gesso si presentano come fogli di grandi dimensioni (fino a 1,2x3 m), di spessore 1 cm; facilmente ritagliabili e lavorabili, vengono fissati alla struttura portante mediante viti. Ad installazione effettuata, si provvede alla stuccatura dei giunti e dei fori.

- bassi costi dei materiali e della relativa posa in opera;
- non sdrucciolevole;
- buon assorbimento dei rumori;
- isolamento contro il caldo e il freddo;
- elasticità atta ad evitare, in caso di caduta, la rottura o il danneggiamento degli utensili e di altri materiali;
- antipolvere;
- facilità di manuntenzione, riparazione e pulizia;
- facilità di installazione dei macchinari.

In linea generale, si può dire che i pavimenti industriali devono avere caratteristiche di resistenza superiori a quelle degli uffici e delle abitazioni civili in genere. Di qui, la convenienza di distinguere tra: pavimenti per reparti di lavorazione o magazzini (tali pavimenti sono sottoposti al passaggio continuato di mezzi di trasporto pesanti o alla caduta di materiali); pavimenti soggetti ad agenti chimici; pavimenti per uffici, refettori, servizi e così via.

Premesso che un pavimento il quale soddisfi contemporaneamente a tutte le caratteristiche sopra elencate non esiste, si deve di volta in volta scegliere il tipo di pavimentazione che meglio ottempera alle esigenze prevalenti di ogni singola applicazione.

Fra i tipi di pavimentazione industriale di più frequente impiego ricordiamo i seguenti:

a) *calcestruzzo in lastroni* (eventualmente armati) di dimensioni non superiori a 4x4 m con giunti di dilatazione ricavati mediante taglio eseguito a macchina e successivamente riempito con materiale elastomerico. La fig. 13.27 schematizza la composizione di tale pavimentazione, la quale presenta i seguenti inconvenienti: è polverosa, poco resistente all'abrasione, dà luogo alla formazione di fessurazioni o crepe, assorbe oli e grassi, risulta di difficile riparazione; per ridurre la formazione di polvere e l'abrasione, si impiegano speciali vernici antipolvere. Per contro, il pavimento in calcestruzzo presenta un basso costo di costruzione;

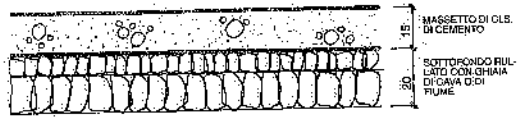


Fig. 13.27 – Pavimento in cemento.

b) *calcestruzzo con trattamento superficiale indurente* in lastre continue, eventualmente armate, con impasti stesi a macchina (mediante vibrofinitrice) ed induriti superficialmente con miscele a base di quarzo e corindone; è presumibilmente il pavimento di più estesa applicazione;

c) *blocchetti di legno* (di dimensioni 130x65x50 – 150x65x50 – 150x65x60 mm), trattati con olio di antracene. Vengono posati su un manto di pece con sottofondo in calcestruzzo (fig. 13.28); le fessure sono riempite di catrame a caldo. Tale pavimentazione presenta il vantaggio di consentire facili ripristini e di non provocare la rottura, in caso di caduta, di pezzi delicati e costosi. Per contro, si tratta di uno dei pavimenti di maggior costo; inoltre, dato il suo colore scuro, assorbe in misura sensibile la luce: per questi motivi è sempre meno utilizzato.

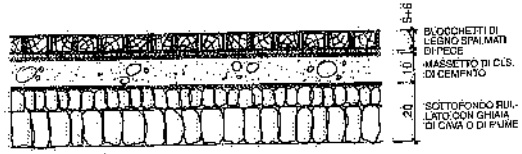


Fig. 13.28 – Pavimento in blocchetti di legno.

d) *piastrelle di materiali vari* (come il korodur), atte a soddisfare le esigenze specifiche di impiego (pavimenti antipolvere, antiabrasivo, antisdrucciolevole, antiurto, ecc.): la fig. 13.29 illustra schematicamente le modalità di posa di tali piastrelle, le cui dimensioni variano da 20x20 cm a 30x30 cm e spessori di 3÷5 cm. Le giunzioni di piastrella e piastrella sono realizzate con malta pura di cemento;

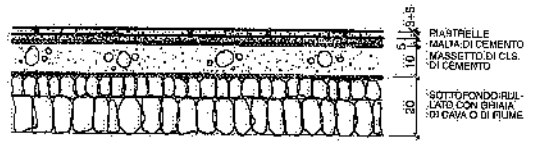


Fig. 13.29 – Pavimento in piastrelle di korodur.

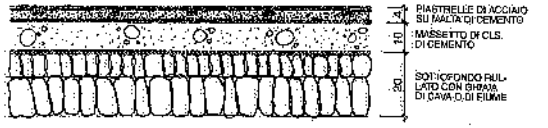


Fig. 13.30 – Pavimento in piastrelle di acciaio.

e) *piastrelle di acciaio*: si possono impiegare grandi lamiere di acciaio bugnate o striate (2x1 m, spessore 10÷12 mm), oppure piastrelle di dimensioni minori (da 0,30x0,30 m a 0,50x0,50 m con spessori fino a 100 mm) ancora in acciaio, eventualmente in lamiera stampata e forata, oppure piastrelle in ghisa bugnata con zanche. Un pavimento di questo genere (fig. 13.30) presenta un'usura minima, resiste alle alte temperature ed agli urti e non richiede manutenzioni particolari;

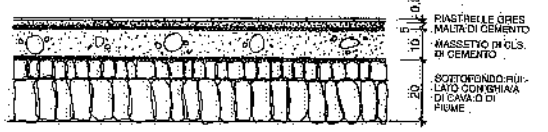


Fig. 13.31 – Pavimento in piastrelle di gres.

f) *piastrelle di gres* od *in klinker* (di dimensioni diverse): la posa in opera (fig. 13.31) è analoga al pavimento contrassegnato con la lettera d; una pavimentazione di questo tipo è particolarmente adatta per locali adibiti a mensa, servizi igienici, lavorazioni comportanti frequenti lavaggi; presenta l'inconveniente di essere relativamente fragile. Le piastrelle di klinker si usano anche per i pavimenti all'esterno degli edifici.

Per una corretta progettazione dei pavimenti, va ricordato che il sistema resistente alle sollecitazioni nel caso di fabbricati multipiani è costituito dal complesso solaio-pavimento, mentre nel caso di officine ad un solo piano è generalmente costituito dal terreno di fondazione, da uno o più strati di base (in genere miscela di ghiaia e sabbia granulometricamente idonee), da un sottofondo di calcestruzzo e dal pavimento.

Per quanto riguarda i pavimenti per uffici, la scelta è meno legata a ragioni di carattere economico e privilegia criteri estetici e di comfort. Citiamo le seguenti soluzioni:

a) pietra o legno: si tratta di soluzioni in genere molto onerose che privilegiano l'aspetto estetico e richiedono interventi manutentivi frequenti (ad esempio, la lucidatura): solitamente sono adottate negli ambienti di maggiore prestigio;

b) piastrelle in materiale ceramico: sono facilmente pulibili, hanno aspetto gradevole e si adattano bene agli ambienti soggetti a traffico anche intenso;

c) materiali sintetici (moquettes, teli in PVC, linoleum, gomma e similari): sono mate-

riali con scarsa durezza superficiale, ma con discreta resistenza all'abrasione da calpestio; tra le caratteristiche specifiche sta l'elevato assorbimento dei rumori, che li rende particolarmente adatti per ambienti estesi;

d) pavimenti sopraelevati: sono così definiti in quanto la pavimentazione viene collocata su appositi appoggi, solitamente metallici, che la elevano rispetto al solaio sottostante: lo spazio che si viene a generare sotto il pavimento può essere agevolmente utilizzato per installare impianti elettrici, informatici, idraulici, ecc.; si tratta, in sostanza, di una valida alternativa ai pavimenti tradizionali; inoltre, la modularità e la facilità di rimozione ne fanno una pavimentazione flessibile e pertanto adatta per i locali soggetti a frequenti riconfigurazioni.

E) STRUTTURE VARIE

a. CANCELLI, PORTONI, BARRIERE AD ARIA E PORTE

Per *cancelli* si intendono le chiusure previste lungo la recinzione dello stabilimento, mentre *porte* e *portoni* sono le chiusure proprie dei fabbricati: in particolare, si parla di portoni quando le aperture sono destinate al transito dei veicoli stradali e/o ferroviari, mentre le porte sono previste in corrispondenza dei passaggi pedonali.

Le dimensioni e le caratteristiche delle porte, dei portoni e dei cancelli dipendono, tra l'altro, dal tipo e dall'entità del traffico che le attraversa. Perciò, come la loro ubicazione è funzione del flusso delle persone e delle cose, così il tipo di porte dipende dalla composizione di tale flusso. Inoltre, specie per quanto riguarda le porte, devono essere tenute presenti le prescrizioni dettate dalle vigenti norme di sicurezza che, in casi specifici, precisano il tipo di chiusura da adottare.

Infine, la presenza di porte consente, durante la stagione estiva, di realizzare un utile ricambio naturale dell'aria all'interno dello stabilimento. Per contro, è ovvio che la presenza di numerose aperture determina una maggiore dispersione di calore nella stagione fredda.

Non esiste una unificazione delle dimensioni delle aperture. Comunque, in linea di larga massima, si può dire che per il passaggio di:

- un autocarro, l'apertura deve essere larga da 3 a 3,50 m e alta non meno di 4,30 m;
- un carro ferroviario: apertura larga 3,50÷4 m e alta 4,80÷5,50 m;
- due carri ferroviari affiancati: apertura larga 7÷8 m, alta 4,80÷5,50 m;
- un'autovettura o un furgoncino: apertura larga 2,50÷2,80 m;
- una moto o bicicletta: apertura larga 0,80÷0,90 m;
- una persona: apertura larga 0,80÷1,20 m;
- due persone: apertura larga 1,20÷1,60 m.

I *cancelli* sono in genere costituiti da due o più battenti incernierati (fig. 13.32) o scorrevoli: tali battenti sono costruiti in profilati metallici e/o in lamiera. La loro apertura è di solito prevista verso l'interno, specialmente quando si affacciano su una via pubblica. Poiché – in conseguenza del loro peso – i battenti possono deformarsi, si cerca di realizzare strutture leggere oppure si prevedono ruote di supporto all'estremità dei battenti stessi; inoltre, si limita al massimo l'altezza.

Per quanto riguarda i *portoni*, si fa distinzione fra *rigidi* e *flessibili*, così articolati:

portoni	tipologie
rigidi	a battenti, a libro, scorrevoli, a serranda o a saracinesca, basculanti, sezionali, tagliafuoco
flessibili	a battenti, a strisce, a libro, scorrevoli, ad apertura rapida, antideflagranti, barriere di sicurezza

Portoni rigidi

- *A battenti* (fig. 13.33): sono costituiti da uno o più battenti ruotanti attorno ad un asse verticale: i battenti possono essere in lamiera, semplice o coibentata, con o senza oblò o finestrature. Questi portoni, di dimensioni molto variabili, sono installati sia all'interno dei fabbricati industriali sia in corrispondenza degli ingressi principali, possibilmente con apertura dei battenti verso l'esterno; il che presuppone uno spazio libero frontale: quando i battenti sono aperti, è consigliabile fissarli a muro, in modo che non si richiudano durante i transiti. La loro apertura è sovente a spinta.
- *A libro* (fig. 13.34): trattasi di pannelli incernierati fra di loro e scorrevoli entro guide inserite nell'architrave ed eventualmente a pavimento. L'apertura dei pannelli

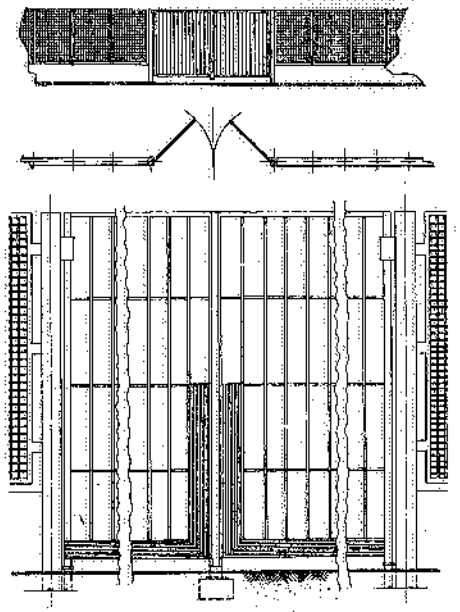


Fig. 13.32 – Cancello d'ingresso di uno stabilimento industriale, a due battenti incernierati.

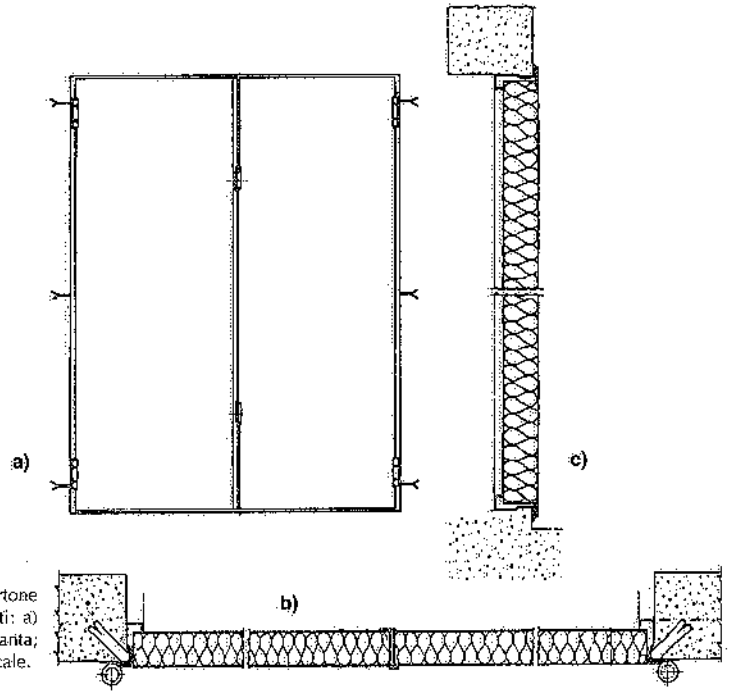


Fig. 13.33 – Portone rigido a battenti: a) prospetto; b) pianta; c) sezione verticale.

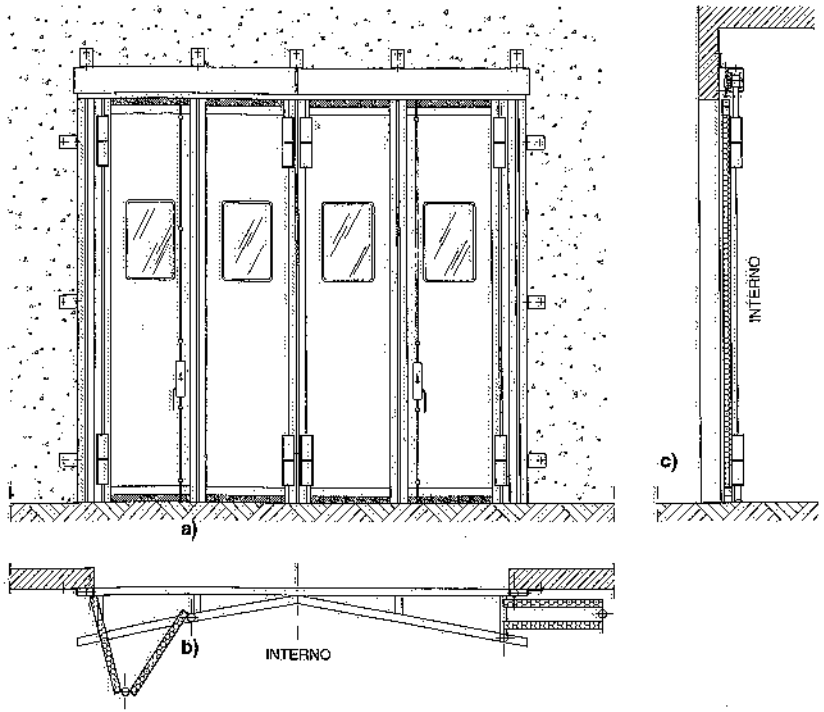


Fig. 13.34 – Portone rigido a libro: a) prospetto; b) pianta; c) sezione verticale.

libera completamente il passaggio e può aver luogo da un solo lato oppure da entrambi. La larghezza massima dei pannelli non dovrebbe superare i 90 cm. Gli stessi sono generalmente costruiti in lamiera, a parete semplice o doppia (con coibentazione interna) e possono ruotare, in posizione di riposo, di 180°, per liberare il vano anche in larghezza.

- *Scorrevoli* (fig. 13.35): hanno battenti metallici scorrevoli su una via di corsa aerea, alla quale sono appesi, mentre inferiormente sono guidati da una scanalatura ricavata nel pavimento. Tali portoni possono essere a una o più ante.
- *A serranda* o *a saracinesca* (fig. 13.36): costituiti da elementi di lamiera ondulata o piana, questi portoni vengono installati sul fronte interno o su quello esterno dei locali. L'apertura e la chiusura sono manuali o motorizzate. Le lamine che li compongono possono essere:
  - a parete semplice,
  - a parete doppia con isolamento interno,
  - con elementi finestrati,
  - con lamine microperforate,
  - a griglia.
- *Basculanti* (fig. 13.37): nei casi in cui non è possibile occupare le superfici a pavimento circostanti il vano di apertura, si ricorre ai portoni basculanti, generalmente realizzati in struttura metallica, talvolta parzialmente vetrata. Opportunamente contrappesati, si sollevano scorrendo su guide verticali. Se le dimensioni sono notevoli, si prevede il sollevamento mediante motore elettrico.

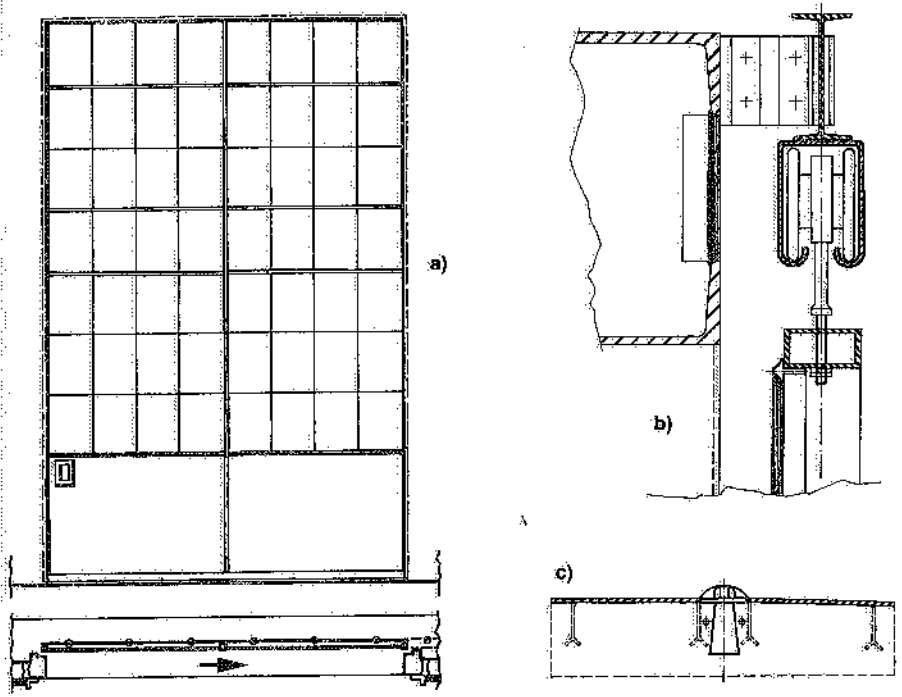


Fig. 13.35 – a) Portone scorrevole a un battente; b) particolare della sospensione; c) particolare della guida inferiore.

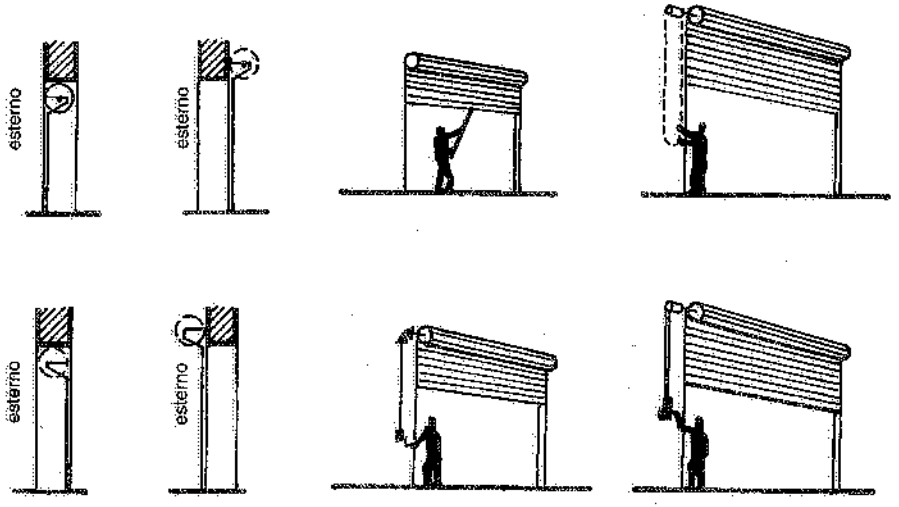


Fig. 13.36 – Serrande: modalità d'installazione e di apertura e chiusura.

- *Sezionali* (fig. 13.38): trattasi di portoni costituiti da più sezioni metalliche coibentate, cieche o finestrate in metacrilato, incernierate tra di loro e scorrevoli verticalmente tramite guide laterali con scomparsa verticale, orizzontale o mista. Sovente sono motorizzati.
- *Tagliafuoco* (fig. 13.39): per la chiusura dei locali nei quali sussistano pericoli di incendio, si adottano portoni – a battenti o scorrevoli – che si chiudono da soli in caso di incendio ed ai quali si dà il nome di portoni tagliafuoco (fig. 13.39).

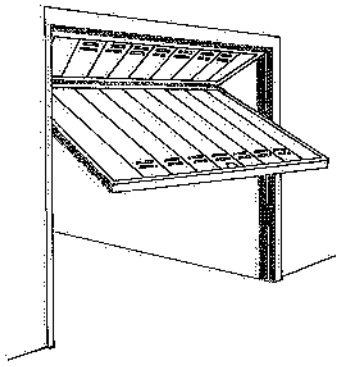


Fig. 13.37 – Esempio di portone rigido basculante.

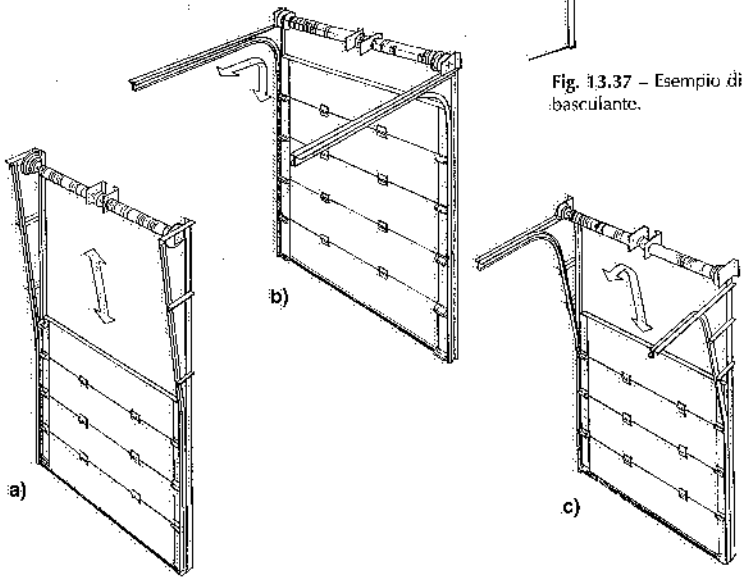


Fig. 13.38 – Portoni sezionali con scorrimento a) verticale, b) orizzontale, c) misto.

Costruttivamente, sono composti da due lamiere di acciaio che racchiudono al loro interno materiale isolante (lana di roccia o lana minerale). Tali portoni e tutti gli accessori di corredo (cerniere, serrature, chiudiporta) devono essere omologati.

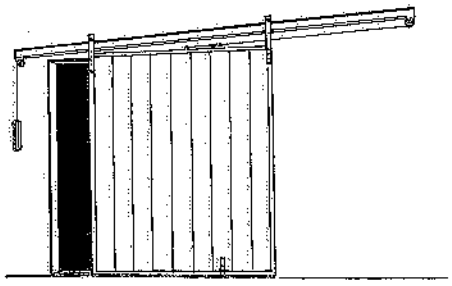


Fig. 13.39 – Portone tagliafuoco in acciaio con lana di roccia all'interno.

Portoni flessibili

- *A battenti* (fig. 13.40): sono costituiti da uno o due battenti in PVC trasparente od opaco (con finestratura), sostenuti da un telaio metallico. L'apertura a va e vieni dei battenti ha luogo a spinta oppure tramite comandi pneumatici od elettrici.
- *A strisce* (fig. 13.41): una serie di strisce in PVC estruso e trasparente, è agganciata superiormente a strutture metalliche fisse o scorrevoli (a comando manuale): questi portoni consentono transiti continui di persone e carrelli; inoltre, non impediscono la visibilità e il passaggio della luce.
- *A libro* (fig. 13.42): prevedono la chiusura mediante impacchettamento laterale dei battenti: ciò avviene tramite carrelli di scorrimento e cilindri pneumatici a doppio effetto installati superiormente; il manto è in PVC trasparente o in telo PVC poliestere opaco a settori verticali.
- *Scorrevoli*: il manto è formato da una o più ante flessibili, a lastre trasparenti od opache oppure a strisce in PVC; guide di scorrimento superiori, rettilinee o in curva, permettono il movimento di una o più ante (fig. 13.43).
- *Ad apertura rapida*: sono costituiti da un unico telo o da più sezioni orizzontali in tessuto poliestere autoestinguente rivestito in PVC; sovente si prevedono oblò in PVC trasparente. La velocità di apertura può raggiungere 1÷1,2 m/s. Sono classificati in base alla modalità di apertura (fig. 13.44):
  a) *portoni ad avvolgimento*: allorquando si arrotolano attorno ad un albero montato sopra il vano porta oppure lateralmente;
  b) *portoni ad impacchettamento*: a seguito del comando di apertura, il manto o gli elementi costituenti il portone vengono sollevati da cinghie e disposti "a pacchetto" in corrispondenza dell'architrave.
  Sono disponibili anche nelle versioni *antideflagrante* (per ambienti con pericolo di esplosione) e *barriere di sicurezza* (per la chiusura di varchi tecnici).

Tutti i portoni dianzi considerati possono essere comandati mediante tirante, pul-

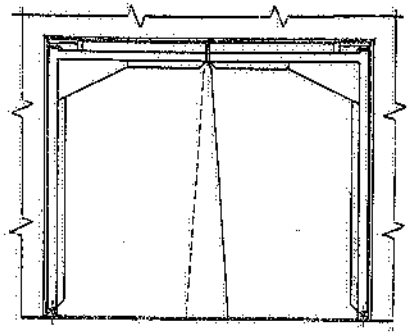


Fig. 13.40 – Portone flessibile a battenti.

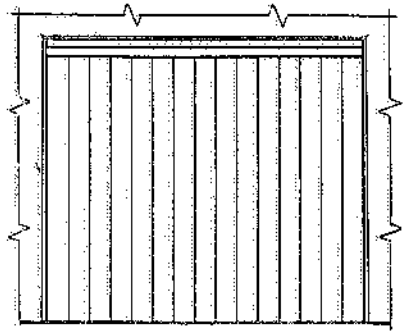


Fig. 13.41 – Chiusura a strisce flessibili.

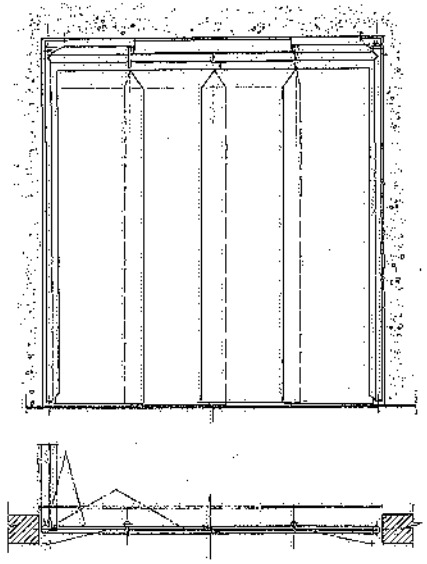


Fig. 13.42 – Portone flessibile a libro.

santiera elettrica, spire magnetiche a pavimento, fotocellule, sensori radar, radiocomandi (fig. 13.45).

Barriere ad aria

Quando il movimento dei veicoli che entrano o escono in un edificio industriale è molto intenso, le manovre di apertura e di chiusura delle porte di ingresso determinano, durante la stagione invernale, notevoli fughe di calore e condizioni ambientali sfavorevoli per le maestranze che lavorano nelle vicinanze. In tali casi, si può ricorrere a getti d'aria soffiata dal basso, dall'alto oppure di lato rispetto alle aperture, in modo da provocare cortine d'aria che riducono sia le fughe di calore sia le correnti d'aria dall'esterno verso l'interno. Quando la *porta ad aria* (come sovente viene denominata la cortina d'aria) è prevista sul fronte interno del fabbricato (fig. 13.46a), l'aria soffiata è preventivamente riscaldata oppure prelevata dall'ambiente. Se invece la cortina è esterna al fabbricato (fig. 13.46b), si risparmia il non trascurabile costo del riscaldamento (per contro, si hanno altri svantaggi, come la maggior prevalenza richiesta dal ventilatore).

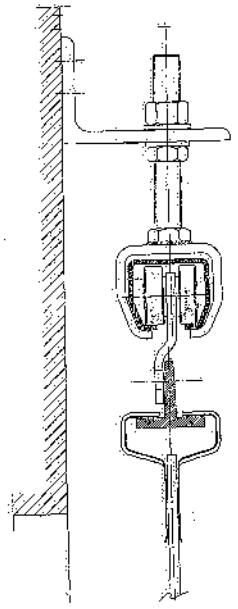


Fig. 13.43 – Portone flessibile scorrevole: particolare di attacco.

Porte

Le *porte* (fig. 13.47) – normalmente a parete semplice incernierata – coibentate o tagliafuoco, sono realizzate con materiali quali acciaio, alluminio, PVC, policarbonato. Cieche, con oblò o finestrature, possono essere munite di serratura oppure di maniglioni antipanico (per passaggi considerati di sicurezza e/o di evacuazione).

Per le porte si considerano le prescrizioni di sicurezza di seguito esposte.

– Le porte dei locali di lavoro devono, per numero, dimensioni e posizione, consen-

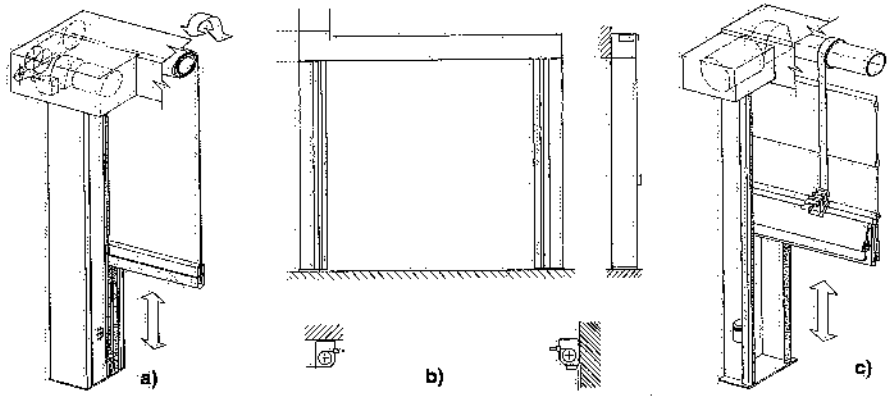


Fig. 13.44 – Portoni ad apertura rapida: a) ad avvolgimento verticale, b) ad avvolgimento orizzontale, c) ad impacchettamento.

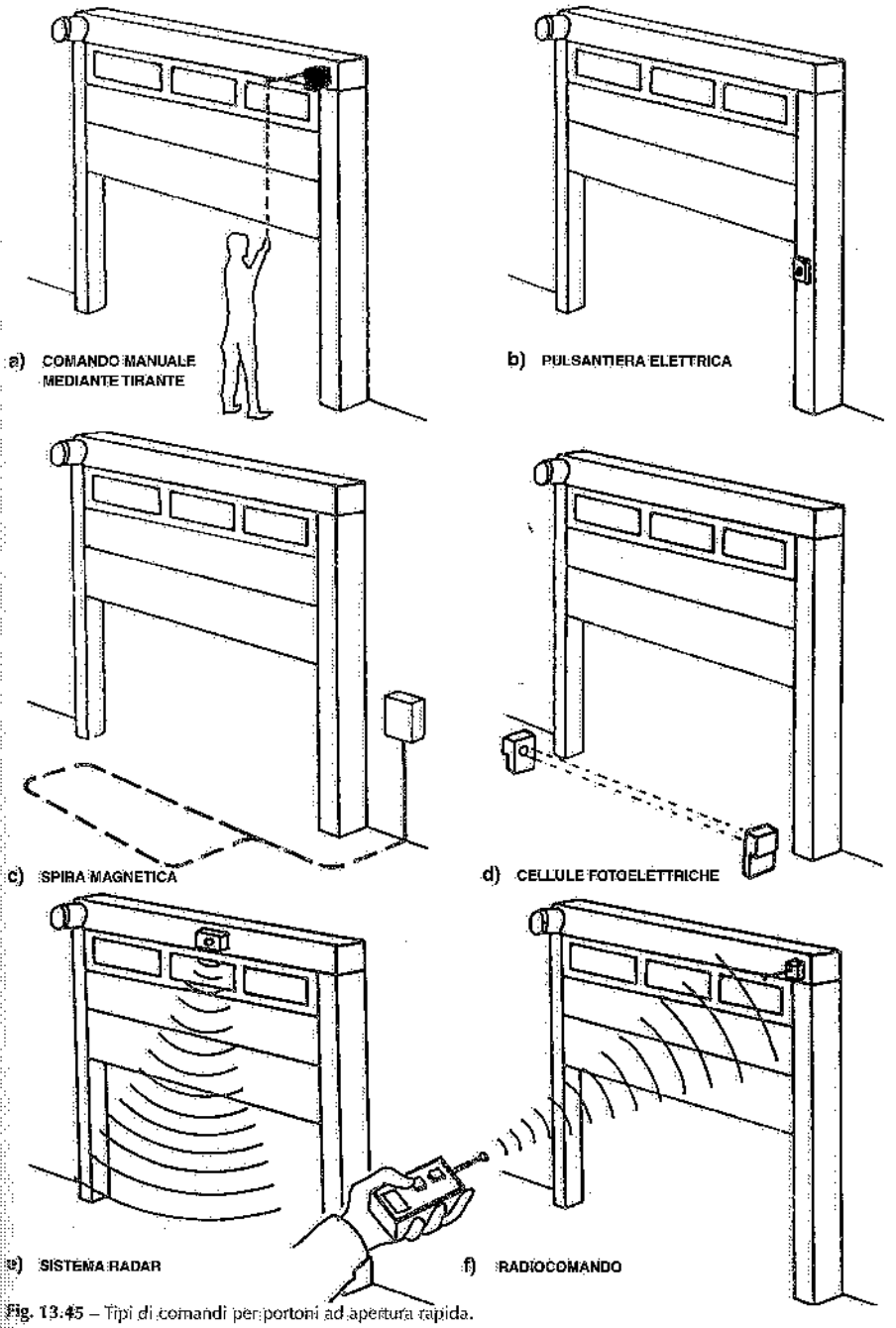


Fig. 13.45 – Tipi di comandi per portoni ad apertura rapida.

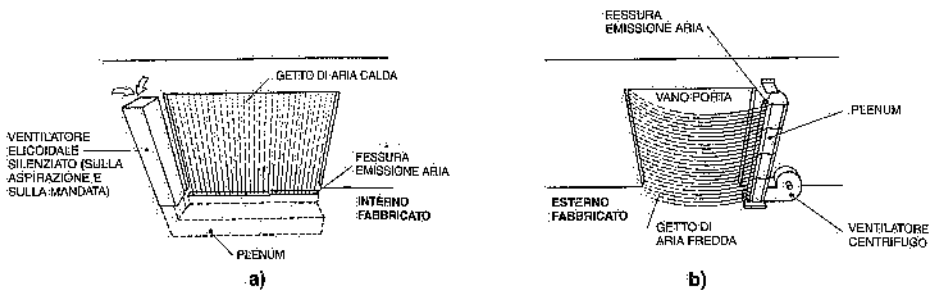


Fig. 13.46 – Impianto per la realizzazione di una barriera ad aria: a) cortina interna al fabbricato; b) cortina esterna al fabbricato.

tire una rapida uscita delle persone ed essere agevolmente apribili dall'interno durante il lavoro.

– Quando in uno stesso locale sono normalmente occupati fino a 25 lavoratori, il locale deve essere dotato di una porta avente larghezza minima di 0,80 m; se i lavoratori sono in numero compreso tra 26 e 50, il locale deve essere dotato di una porta avente larghezza minima di 1,20 m che si apra nel verso dell'esodo; quando i lavoratori sono in numero compreso tra 51 e 100, il locale deve essere dotato di una porta avente larghezza minima di 1,20 m e di una porta avente larghezza minima di 0,80 m, entrambe apribili nel verso dell'esodo; infine, se i lavoratori sono più di 100, oltre alle due porte suddette, il locale deve essere dotato di almeno una porta che si apra nel verso dell'esodo, di larghezza minima 1,20 m per ogni 50 lavoratori o frazione compresa tra 10 e 50, calcolati limitatamente all'eccedenza rispetto a 100.

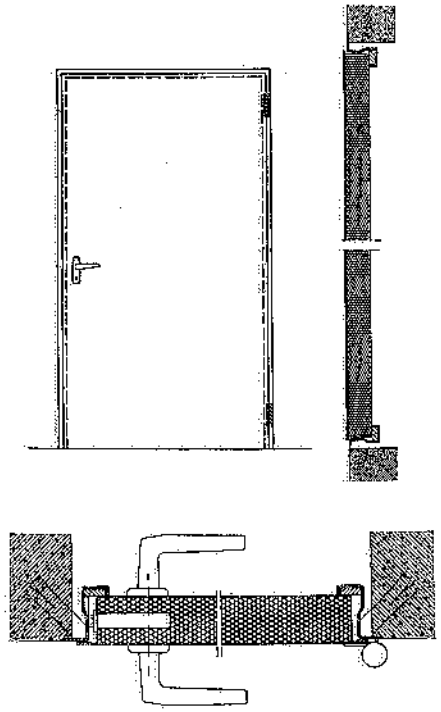


Fig. 13.47 – Porta a un battente.

– Qualora le lavorazioni ed i materiali presenti in un locale comportino pericoli di esplosione o specifici rischi di incendio e siano presenti più di 5 lavoratori, almeno una porta ogni 5 lavoratori deve essere apribile nel verso dell'esodo ed avere larghezza minima di 1,20 m.

– Alle porte per le quali è prevista una larghezza minima di 1,20 m è applicabile una tolleranza in meno del 5% (cinque per cento). Alle porte per le quali è prevista una larghezza minima di 0,80 m è applicabile una tolleranza in meno del 2% (due per cento).

– Nei locali di lavoro e in quelli adibiti a magazzino, quando non esistano porte apribili verso l'esterno del locale, non sono ammesse porte scorrevoli, saracinesche, porte girevoli su asse centrale.

– Accanto ai portoni destinati alla circolazione dei veicoli, vi devono essere porte per il transito dei pedoni, segnalate in modo visibile.

– Le porte (ed i portoni) apribili nei due versi devono essere trasparenti o muniti di pannelli trasparenti. Sulle porte trasparenti deve essere apposto un segno indicativo all'altezza degli occhi.

Per i luoghi a rischio di incendio, la larghezza complessiva delle uscite non deve essere inferiore a:

$$L = \frac{A}{50} \times 0{,}60 \quad \text{(m)} \tag{13.9}$$

dove:

– A corrisponde al numero delle persone presenti;

– il valore 0,60 costituisce la larghezza (espressa in metri) sufficiente al transito di una persona (modulo unitario di passaggio);

– 50 indica il numero massimo delle persone che possono defluire attraverso un modulo unitario di passaggio.

Se il valore del rapporto A/50 non è intero, va arrotondato al valore intero superiore. La larghezza delle uscite deve essere multipla di 0,60 metri, con tolleranza del 5%.

Il D.Lgs. 19 settembre 1996, n. 626, introduce innanzitutto le seguenti definizioni:

– via di emergenza: percorso che consente di raggiungere un luogo sicuro;

– uscita di emergenza: passaggio che immette in un luogo sicuro;

– luogo sicuro: luogo nel quale le persone sono da considerarsi al sicuro dagli effetti determinati da incendio o da altre situazioni di emergenza.

Il Decreto fornisce poi le seguenti indicazioni:

– le vie e le uscite di emergenza devono avere altezza minima di 2 m e larghezza minima conforme alla normativa vigente in materia antincendio (ossia 1,20 m);

– quando le uscite di emergenza sono dotate di porte, queste devono essere apribili nel verso dell'esodo e devono poter essere aperte da chiunque abbia bisogno di utilizzarle in caso di emergenza;

– le vie e le uscite di emergenza, nonché le vie di circolazione e le porte che vi danno accesso, non devono essere ostruite da oggetti, in modo da poter essere utilizzate in ogni momento senza impedimenti; inoltre, devono essere evidenziate da apposita segnaletica, conforme alle disposizioni, durevole e ben visibile.

A sua volta, il D.M. 10 marzo 1998 ("Criteri generali di sicurezza antincendio e per la gestione dell'emergenza nei luoghi di lavoro") precisa che la distanza tra i posti di lavoro e l'uscita più vicina non deve essere maggiore di:

– 30 m negli ambienti ad elevato rischio di incendio;

– 45 m negli ambienti a rischio di incendio medio;

– 60 m negli ambienti in cui il rischio di incendio è basso.

Se l'uscita è una sola, le suddette percorrenze scendono rispettivamente a 15-30 e 45 m (17).

(17) Il D.M. 10 marzo 1998 indica i criteri per la valutazione dei rischi di incendio nei luoghi di lavoro e le misure di protezione da adottare al fine di ridurre la probabilità di insorgenza degli incendi e di limitarne le conseguenze qualora essi si verifichino. Prescrive inoltre la predisposizione di vie e uscite di emergenza per garantire l'esodo delle persone in caso di incendio.

b. Scale

Possono costituire un ostacolo in vista della circolazione dei materiali e delle persone, dell'ampliamento dei reparti, dell'illuminazione, ecc. Pertanto le loro caratteristiche e la loro ubicazione devono essere attentamente studiate.

Per i motivi sopraddetti e per ragioni di sicurezza antincendio, la posizione più conveniente delle scale è in un avancorpo a sé stante, nel quale trovino anche posto, ove occorrano, ascensori, montacarichi, servizi igienico-sanitari, ecc.

La larghezza di una scala va riferita all'intensità del traffico ed all'eventuale necessità di assicurare una rapida evacuazione delle persone che operano nello stabilimento. In proposito, il D.M. 10 marzo 1998 precisa:

A) se le scale servono un solo piano al di sopra o al di sotto del piano terra, la loro larghezza non deve essere inferiore a quella delle uscite del piano servito;

B) se le scale servono più di un piano al di sopra o al di sotto del piano terra, la larghezza della singola scala non deve essere inferiore a quella delle uscite di piano che si immettono nella scala, mentre la larghezza complessiva è calcolata in relazione all'affollamento previsto in due piani contigui con riferimento a quelli aventi maggior affollamento.

Nel caso di edifici contenenti luoghi di lavoro a rischio di incendio basso o medio, la larghezza complessiva delle scale è calcolata con la formula:

$$L = \frac{A^*}{50} \times 0{,}60 \quad (m) \tag{13.10}$$

dove:

A^* = affollamento previsto in due piani contigui, a partire dal 1° piano f.t., con riferimento a quelli aventi maggiore affollamento.

Comunque, la larghezza minima delle scale è di 0,80 m.

Ai fini della protezione dagli effetti di un incendio, le scale devono essere protette tramite strutture e porte resistenti al fuoco; queste ultime munite di dispositivo di autochiusura. Le rampe devono avere un numero di gradini non superiore a 15 e non minore di 3.

La pendenza delle scale non dovrebbe superare i 35° (fig. 13.48).

Le alzate dei gradini non devono superare i 17 cm, la pedata i 30 cm: in ogni caso, deve essere rispettata la relazione (fig. 13.49):

$$2A + P = 62 \div 64 \text{ cm} \tag{13.11}$$

dove A misura l'alzata del gradino e P la pedata.

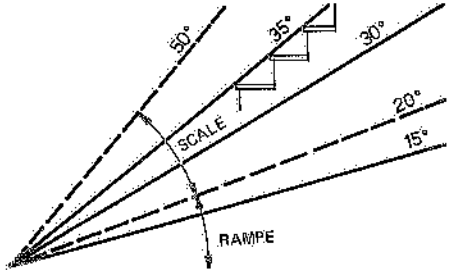


Fig. 13.48 – Pendenza di scale e rampe.

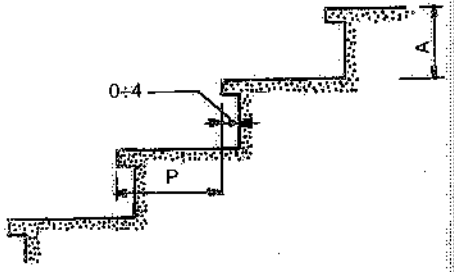


Fig. 13.49 – Pedata ed alzata dei gradini.

Le dimensioni dei gradini, specie per quanto riguarda l'alzata, dovrebbero sempre essere fra loro uguali. I gradini delle scale in cemento armato vengono generalmente rivestiti con piastrelle di gres di tipo antisdrucciolevole con paraspigoli in acciaio bugnato. Le scale metalliche sono realizzate con gradini in lamiera striata o in grigliato.

Le scale esterne, non protette dalla pioggia, devono avere i gradini inclinati di 1°÷3° in modo da assicurare l'evacuazione dell'acqua. Il rivestimento dei gradini è sovente realizzato con porfido, sienite o gres antisdrucciolevole.

In corrispondenza di una porta che si apra su una scala, deve essere previsto un pianerottolo di larghezza almeno uguale all'ingombro dei battenti. In ogni caso, le dimensioni dei pianerottoli dovrebbero essere tali da non costituire intralci né pericoli alla circolazione.

Sono frequentemente usate (per operazioni di manutenzione o ispezioni) scale fisse a pioli (fig. 13.50). Esse sono costituite da pioli metallici fissati alla parete o saldati ad incastellature verticali o inclinate. La larghezza dei gradini dovrebbe aggirarsi sui 35 cm e la distanza fra gli stessi essere compresa fra i 25 e i 30 cm. Se le scale a pioli (verticali o comunque con inclinazione superiore a 75°) hanno un'altezza superiore a 5 m, le norme antinfortunistiche prescrivono una gabbia metallica di protezione a partire da 2,50 m dal suolo e distante non più di 60 cm dai pioli; la distanza fra questi e la parete a cui le scale sono fissate non dovrebbe essere inferiore a 15 cm. I montanti laterali della scala e la gabbia di protezione dovrebbero superare di 1 m il piano a cui la scala stessa immette.

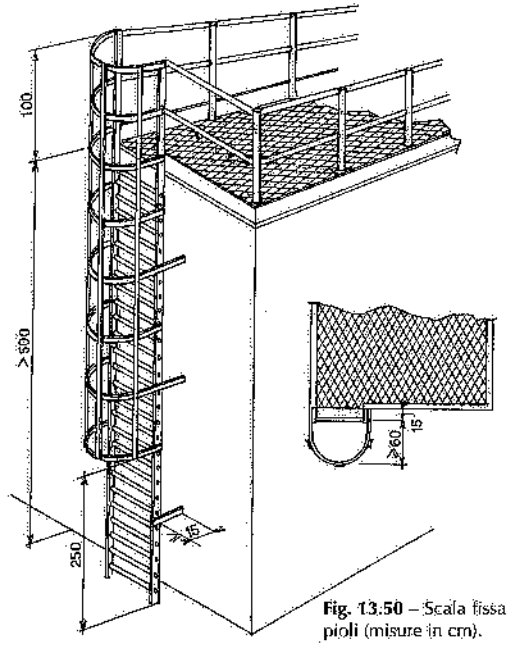


Fig. 13.50 – Scala fissa a pioli (misure in cm).

Le norme di prevenzione degli infortuni precisano anche quali sono le caratteristiche dei mancorrenti, delle ringhiere e delle protezioni in genere (fig. 13.51): tali parapetti devono avere un'altezza utile non inferiore a 1 m, essere costituite da almeno due correnti (di cui

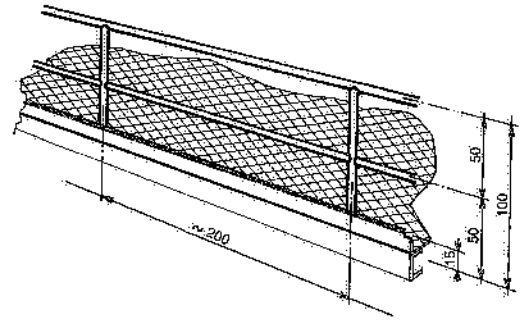


Fig. 13.51 – Parapetto conforme alle norme antinfortunistiche (cm).

quello intermedio posto a metà circa della distanza fra pavimento e corrente superiore) ed avere un "arresto al piede" alto almeno 15 cm. Le ringhiere dovrebbero resistere ad un sforzo minimo laterale pari a 100 kg_f.

c. Serramenti

Devono essere robusti (solitamente in acciaio o in leghe di alluminio), di facile manutenzione, con parti regolabili in modo che l'aria che entra nel locale sia rivolta verso l'alto. Nei fabbricati industriali risulta conveniente collegare fra di loro le parti mobili di più serramenti in modo da aprirle o chiuderle manovrando un unico comando (negli uffici si ricorre invece a serramenti analoghi a quelli dei fabbricati civili). Il comando può essere del tipo manuale oppure motorizzato e deve essere disposto in posizione facilmente accessibile.

Se è vero che i serramenti lasciano passare la luce, non per questo i raggi del sole devono raggiungere i posti di lavoro. A tale fine, si ricorre a vetri opachi (stampati, rigati, colorati, ecc.), a tendaggi (hanno durata limitata), ad elementi frangisole costruiti in lamiera, leghe leggere, materiali plastici.

d. Scarichi delle acque piovane

Le acque piovane che cadono sul tetto del fabbricato, vengono convogliate verso canali di gronda o converse (fig. 13.52) dai quali, attraverso tubi di discesa (pluviali) opportunamente intervallati, sono scaricate nella fognatura. Affinché le acque raggiungano i canali di gronda, la copertura deve avere una certa pendenza, il cui valore minimo dipende dal materiale di copertura: si possono pertanto avere tetti con pochi gradi di pendenza (3°÷5°) quando la copertura esterna è costituita da lastre metalliche o rivestimenti bitumati; con pendenze maggiori (12°÷15°) nel caso di coperture in lastre di fibrocemento; con pendenze fino a 25° quando la copertura esterna è realizzata in laterizi (tegole o simili). I canali di gronda e le converse (le cui pendenze variano dal 3 al 5‰) sono costruiti in lamiera zincata, materie plastiche, ghisa sferoidale o rame; le converse sono sovente rivestite, sulla facciata verso l'interno del fabbricato, con materiale coibente. La loro capacità è in relazione alla falda o falde servite; in genere, si adotta 1 cm^2 per ogni m^2 di falda più un certo franco, specie per le converse di piccole dimensioni.

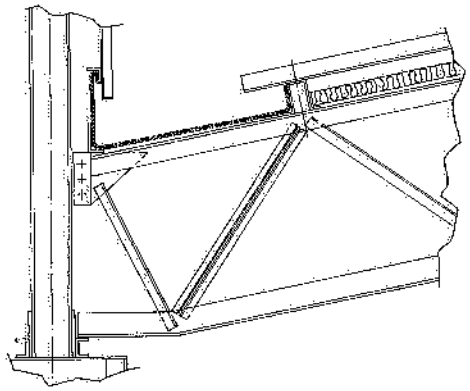


Fig. 13.52 – Esempio di conversa.

Per i pluviali (in lamiera zincata o di rame o in tubi di acciaio) si può adottare 1 cm^2 di sezione per ogni 3÷4 m^2 di falda servita. In ogni caso, non si adottano sezioni inferiori a 8x8 cm o aventi diametro inferiore a 8 cm.

e. Fognature (vd. cap. 36)

Le acque che devono essere evacuate dagli stabilimenti industriali si possono così distinguere:

– acque piovane o bianche;
– acque nere o cloacali;
– acque tecnologiche o industriali.

Di regola, le reti di evacuazione di tali acque sono separate (fig. 13.53). Le acque piovane o bianche vengono evacuate a mezzo di condotti di calcestruzzo o di PVC. Per quanto riguarda l'evacuazione delle acque nere, i condotti più utilizzati sono in gres o in materie plastiche.

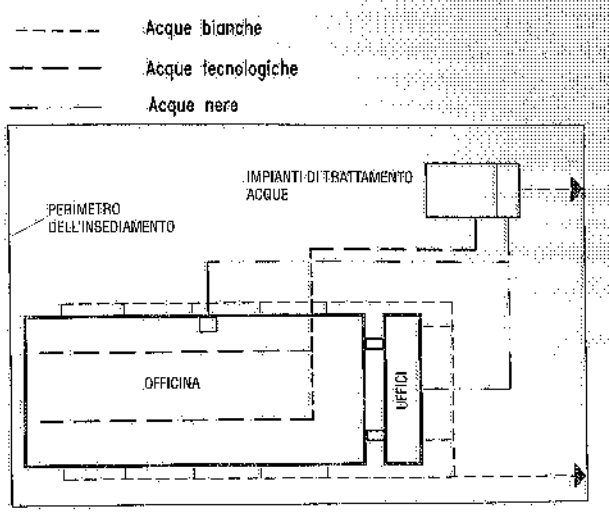


Fig. 13.53 – Reti di evacuazione delle acque nere, bianche ed industriali di uno stabilimento nell'ipotesi di scarichi in acque superficiali.

I tubi costituenti le reti di scarico delle acque tecnologiche sono di solito in materie plastiche; in particolare PVC e polietilene ad alta densità, scelti in relazione alle caratteristiche chimico-fisiche delle acque convogliate o, ancora, in ghisa sferoidale con protezione interna ed esterna.

Nel caso di liquidi particolarmente aggressivi, si può ricorrere a tubazioni di tipo speciale (ad esempio, in acciaio inox o in vetroresina) aventi i requisiti necessari di tenuta e durata.

Ricordiamo che l'evacuazione delle acque nelle fognature avviene generalmente a pelo libero; per il dimensionamento delle condutture devono pertanto applicarsi le leggi dell'idraulica relative a tale tipo di moto.

La pendenza dei condotti di una rete di fognature deve essere tale da assicurare l'evacuazione delle acque (> 0,5÷1%).

Quando l'evacuazione delle acque non può avere luogo per gravità, si ricorre a impianti di sollevamento.

Una rete di fognature deve essere dotata di pozzetti di ispezione (fig. 13.54). Questi sono previsti in corrispondenza di ogni cambiamento di direzione, di ogni convergenza di tubazioni, di ogni cambiamento considerevole di pendenza e sui condotti rettilinei le cui lunghezze superino i 30÷40 m.

I pozzetti sono realizzati in muratura, polipropilene o in calcestruzzo (questi ultimi sono sovente prefabbricati); i chiusini in ghisa.

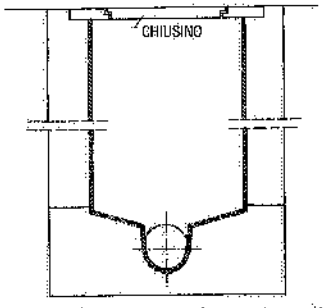


Fig. 13.54 – Pozzetto di ispezione di una fognatura.

Lo scarico all'esterno dello stabilimento delle acque bianche può avvenire in fiumi, laghi, mare (ovvero in acque superficiali) e nelle fognature pubbliche aventi la necessaria sezione utile, senza alcun trattamento particolare.

È consentito lo scarico delle acque nere in una fognatura pubblica, purché la portata delle acque evacuate non superi certi valori in relazione alla capacità di smaltimento della fognatura stessa. Per lo scarico delle acque nere in acque superficiali devono invece essere soddisfatte precise disposizioni antinquinamento (vd. capitolo

46). I sistemi di trattamento delle acque tecnologiche, che si rendono necessari quando si scaricano tali reflui in acque superficiali oppure in fognature pubbliche, sono presi in considerazione nel capitolo 48.

13.5. L'IMPIEGO DEL COLORE

Importanza non trascurabile riveste la colorazione dei fabbricati industriali, non soltanto per ragioni estetiche, ma anche perché consente di mettere a profitto gli effetti sico-fisiologici che il colore provoca negli individui. Il colore infatti contribuisce a limitare l'affaticamento visivo, a creare un ambiente di lavoro più gradevole ed a prevenire gli infortuni.

Al fine di ridurre l'affaticamento visivo è opportuno assicurare un'illuminazione uniforme; il che si ottiene realizzando determinati rapporti di illuminamento fra le superfici riflettenti. Inoltre, si deve creare un contrasto fra gli oggetti e l'ambiente, in modo da ottenere una chiara impressione visiva. Com'è noto, il potere di riflessione di una superficie è funzione del colore: i colori chiari riflettono la luce molto di più dei colori scuri, i quali assorbono la maggior parte delle radiazioni luminose che li colpiscono (tab. 13.V).

È inoltre accertato che il colore provoca sensazioni fisiche e psichiche, sintetizzate nella tab. 13.VI.

Tabella 13.V – Indici di riflessione media dei colori.

Classificazione dei colori	Indice medio di riflessione	Dettaglio esemplificativo di alcuni colori della categoria
Colori chiarissimi	0,75 ÷ 1	Bianco
Colori molto chiari	0,60 ÷ 0,75	Avorio, crema, giallo paglierino, beige pallido
Colori chiari	0,30 ÷ 0,60	Giallo, verde chiaro, azzurro chiaro
Colori scuri	0,10 ÷ 0,30	Marrone, rosso, bruno
Colori molto scuri	0,00 ÷ 0,10	Blu scuro, verde scuro

Di seguito, si riportano alcuni esempi di utilizzazione di colori convenzionali per individuare determinati impianti:
- il verde, per le macchine e gli impianti dell'acqua;
- il blu, per distinguere apparecchiature o impianti elettrici;
- l'azzurro, per gli impianti di aria compressa;
- il rosso, l'arancio e il giallo (colori di allarme), per il vapore;
- l'alluminio, per parti ad alta temperatura;
- il bianco, come colore di fondo per cartelli informativi (con diciture in nero).

Un colore esplica la funzione per cui è previsto, nella misura in cui la luce che lo investe ne provoca la percezione.

Così, un colore verde pallido rende bene sotto una luce bianca, mentre può trasformarsi in una tonalità grigia sotto una lampada ad incandescenza. D'altro canto, la natura della luce percepita dall'occhio, è quella della sorgente modificata dalle riflessioni sulle pareti del locale; percentualmente, tale modificazione è minore nei locali di grandi dimensioni, maggiore in quelli più angusti.

È consigliabile, per i soffitti dei *fabbricati industriali*, un indice minimo di riflessione di 0,70; per le pareti, di 0,50; per i pavimenti di 0,25: in tal modo si assicura un favorevole contrasto tra le differenti superfici anche sotto illuminazioni normali.

Inoltre, le pareti ed i soffitti, rientrando nel campo visuale degli operatori, devono avere un debole contrasto luminoso con le macchine e non affaticare l'occhio, abituato al colore di queste ultime.

I colori da impiegare sono pertanto quelli più chiari ed il potere riflettente di questi non deve discostarsi troppo da quello del colore impiegato per il corpo delle macchine.

Generalmente, il colore verde chiaro è il più adatto a questo scopo, ma la scelta definitiva dipende essenzialmente dagli effetti fisiologici o psicologici che si intende ottenere (18).

Si può illusoriamente ampliare o restringere l'ambiente di lavoro con l'impiego di colori pallidi (turchese, acqua marina, verde foglia) od intensi (come l'arancione bruciato).

Il colore del soffitto deve essere scelto in modo che contribuisca ad assicurare una buona illuminazione: quando però sotto la copertura sono installati tubazioni, mezzi di trasporto, cavi elettrici, si ricorre a colori come l'azzurro, il celeste ed il verde pallido, i quali provocano l'effetto di "allontanare" le strutture incombenti.

Tabella 13.VI – Sensazioni psichiche e fisiologiche provocate dai colori.

Colore	Eff. psichici (sensazioni)	Eff. fisiologici (azioni)
Rosso	Caldo Pesantezza	Eccitante Stimolante
Arancione	Caldo	Eccitante meno del rosso Stimolante
Giallo	Caldo	Stimolante Vivacità
Verde	Fresco Leggerezza Lontananza	Tranquillità Sollievo
Azzurro	Leggerezza Lontananza	Serenità Calma
Viola	Solennità	Raccoglimento
Bianco	Freddo Aumento di volume Pulizia	Abbagliante
Nero	Caldo Diminuzione di volume	Deprimente

Si raccomanda di tracciare sul pavimento d'officina linee divisorie e frecce di direzione (in colore giallo, arancione o bianco) per delimitare le zone di transito dei mezzi di trasporto e quelle di sicurezza per il movimento degli operatori.

Nel caso di *macchine utensili* (19), accade sovente che si debbano mettere in evidenza determinate parti: ciò può essere ottenuto dipingendo le macchine con colori aventi elevati indici di riflessione (0,60÷0,70) e le parti suddette con colori a bassi indici di riflessione (0,25÷0,35). Ad esempio, si possono usare, per le parti da porre in rilievo, tinte neutre chiare come l'avorio o il giallo molto pallido, mentre per il corpo della macchina è preferibile il verde o il turchese chiaro (colori riposanti) al grigio chiaro, che pure è frequentemente usato.

(18) Così, se l'operaio è costretto a maneggiare continuamente materiale a tinte vivaci (ad esempio, rosso), per il fenomeno dei colori complementari, ogni volta che solleva lo sguardo vede sulla parete di fronte delle macchie verdi: il fenomeno si annulla dipingendo in verde la parete stessa. Allo stesso modo, negli stabilimenti con lavorazioni a temperature elevate, sarà di sollievo una tinteggiatura con colori freschi (azzurro molto chiaro, verde) che agirà come stabilizzatore mentale ed emotivo, mentre si preferiranno colori caldi per locali mantenuti a temperatura bassa.

(19) Si veda in proposito la tabella UNI 4099 ("Macchine utensili: colori funzionali").

Le parti pericolose delle macchine devono essere individuate con colorazioni ad alta sensibilità (colori allarme), complementari del colore usato per la macchina utensile: ad esempio, rosso ed arancione per macchine colorate in verde; giallo e blu per altre colorazioni delle macchine.

I mezzi di trasporto interno devono essere colorati con colori di allarme (rosso, arancione o giallo) in contrasto con il colore ambiente, in modo da permettere una pronta individuazione di tali mezzi in movimento.

Infine, il colore ha anche una funzione nella prevenzione degli infortuni: in particolare, consente di evidenziare parti di macchine in movimento, di localizzare con immediatezza un pericolo, di richiamare l'attenzione di chi lavora. Tanto è vero che il D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493, precisa i "colori di sicurezza" che devono essere utilizzati per le seguenti finalità:
- *rosso* per indicare divieto, pericolo, allarme, attrezzature antincendio;
- *giallo* o *giallo-arancio* per segnali di avvertimento;
- *azzurro* per le prescrizioni;
- *verde* per segnali di sicurezza o di soccorso.

Il decreto illustra inoltre le principali tipologie di segnali e cartelli utilizzabili nei luoghi di lavoro, fornendo le caratteristiche intrinseche, le dimensioni in rapporto al luogo di installazione e le modalità di posa (vd. capitolo IX).

Infine, il colore ha anche una funzione nella prevenzione degli infortuni: in particolare, consente di evidenziare parti di macchine in movimento, di localizzare con immediatezza un pericolo, di richiamare l'attenzione di chi lavora.

13.6. BIBLIOGRAFIA

L.F. Donato, *Lezioni di costruzioni*, Pisa, Colombo Cursi.
Associazione fra i costruttori in acciaio tedeschi, *Stahlbau-Ein Handuch für studium und praxix*, GmbH-Köln, Stahlbau Verlag.
A. Hugon e R. Traverse, *Le complexe usinier*, Parigi, Editions Eyrolles.
Fiatengineering s.p.a., *Capitolato tecnico per l'esecuzione di opere, forniture e prestazioni relative a costruzioni e impianti.*
Ing. Prunotto S.p.A., *Cataloghi tecnici.*
Luciano s.r.l., *Documentazione tecnica.*

14. Servizi generali, ausiliari, igienico-sanitari

14.1. SERVIZI GENERALI

Vanno sotto il nome di servizi generali di uno stabilimento:
- gli uffici;
- i laboratori;
- la mensa o ristorante;
- l'infermeria o pronto soccorso.

Uffici

A seconda della sua importanza, uno stabilimento comprende tutti o parte dei seguenti *uffici*, dei quali indichiamo la destinazione: presidente, amministratore delegato, direttore generale; direttore dello stabilimento; direttore di produzione; segreterie; capo officina e capi reparto; controllo della produzione; controllo della qualità; vendite; acquisti; contabilità; tecnici; ricevimento; spedizione; C.E.D.; tempi e metodi; sicurezza lavoro; personale; cassa; ricerche e sviluppi; copie; sale di rappresentanza.

Gli uffici sopra elencati possono essere classificati, di massima, in tre categorie:
1. uffici di direzione;
2. uffici d'officina;
3. uffici generali.

I primi comprendono gli uffici (singoli) per il direttore dello stabilimento, il vicedirettore, la segreteria, una sala per riunioni. A questo gruppo appartengono anche gli eventuali uffici per i direttori delle ricerche, delle vendite, degli acquisti, ecc.

Il secondo gruppo è costituito dagli uffici tempi e metodi, controllo della produzione, capo officina, capi reparto; cioè da quegli uffici aventi frequenti contatti con i reparti di lavorazione.

Il terzo gruppo comprende i locali in cui si esplicano funzioni amministrative, commerciali, di progettazione, di ricerche e così via.

Per la dislocazione dei vari uffici si devono preventivamente rilevare le funzioni loro assegnate (funzioni che possono variare da uno stabilimento all'altro), il numero

di persone che vi lavorano ed i collegamenti che avvengono fra gli stessi (ed eventualmente con i visitatori). In particolare, si valuterà il flusso dei documenti e delle persone e si applicheranno le stesse procedure illustrate a proposito dei reparti di lavoro. Anche qui si potrà distinguere fra una dislocazione in linea ed una dislocazione per funzioni, a seconda che si ha un unico flusso di documenti oppure una varietà di flussi.

Non sempre tutti gli uffici di un'azienda sono previsti dentro il recinto dello stabilimento. Talvolta, specie per gli stabilimenti realizzati in località decentrate, può risultare conveniente prevedere gli uffici commerciali e parte degli uffici direzionali nei centri urbani, lasciando a contatto con lo stabilimento quegli uffici che hanno più stretti rapporti con la produzione.

Un problema che si presenta al progettista di un nuovo complesso industriale è quello di decidere se prevedere gli uffici tecnici in adiacenza o all'interno dei reparti di lavorazione oppure se sistemarli in un fabbricato più o meno distaccato dallo stabilimento. È ovvio che una sistemazione degli uffici adiacente ai reparti di lavorazione consente più facili collegamenti tra uffici e officina; per contro, il fabbricato uffici potrebbe costituire un ostacolo, almeno su di un lato, al futuro ampliamento dei reparti produttivi. Tale impedimento non sussiste nel caso di un apposito edificio destinato a uffici ed alle funzioni direzionali, distanziato dai reparti produttivi; in tale caso, però, i contatti tra uffici ed officina richiedono tempi maggiori (anche se la crescente diffusione dei mezzi informatici consente di superare facilmente i problemi legati alla trasmissione di documenti) e si rende necessario prevedere passaggi pedonali coperti fra i due fabbricati.

Riepilogando, gli uffici possono essere dislocati:
1) nello stesso fabbricato che ospita i reparti produttivi;
2) in un edificio adiacente al fabbricato industriale;
3) in un edificio separato dal fabbricato industriale.

Nel primo caso si può scegliere fra uffici ricavati allo stesso piano di lavoro oppure sopraelevati rispetto a tale piano (nel quale caso il piano di lavoro rimane libero).

Passiamo ad esaminare i criteri fondamentali per il dimensionamento e la progettazione degli uffici. Diremo anzitutto che, ad eccezione dei casi in cui ragioni oggettive giustifichino il ricorso a uffici individuali, sono da preferirsi gli uffici a più posti in quanto:
a) consentono una migliore utilizzazione dello spazio;
b) le comunicazioni sono più rapide;
c) è possibile assicurare una illuminazione ed una ventilazione migliori;
d) facilitano il lavoro di gruppo e le comunicazioni fra i colleghi.

Per contro, opportuni accorgimenti devono essere adottati per mantenere il livello sonoro dell'ambiente entro limiti accettabili e per consentire la necessaria concentrazione durante l'espletamento del lavoro.

È prevedibile che il sempre più diffuso ricorso a strutture organizzative reticolari consenta di ridurre gli spazi destinati agli uffici, anche grazie al trasferimento di buona parte della documentazione dagli archivi cartacei a quelli elettronici.

Come per i reparti di lavorazione, anche per la progettazione degli uffici è opportuno prendere le mosse dal *posto di lavoro*; la cui organizzazione deve anche qui soddisfare a quei concetti di razionalità, economia e flessibilità già posti in evidenza nel caso dei reparti di lavorazione.

Particolare importanza assume nella progettazione degli uffici lo studio del *modulo*, cioè di una misura lineare utilizzata come elemento unificato ripetitivo; nella individuazione di questo elemento intervengono fattori diversi, legati ad aspetti costruttivi (dimensioni commerciali degli elementi prefabbricati come pavimenti, pannelli-parete, serramenti, controsoffitti, modularità impiantistiche, ecc.) e funzionali (dimensione dei posti di lavoro, migliore sfruttamento dello spazio, flessibilità e facile riconvertibilità degli ambienti).

È evidente che tale modulo, che potremmo chiamare "funzionale" (in quanto derivato da esigenze funzionali nell'utilizzazione dello spazio), si riflette direttamente sulle caratteristiche costruttive e strutturali del fabbricato. Ne consegue che il modulo può influire sulla determinazione della maglia dell'edificio mentre, nel caso di maglia predeterminata, consente di ottimizzare la disposizione degli ambienti.

La progettazione di un fabbricato uffici prenderà dunque le mosse dalla ricerca del modulo ovvero dalla organizzazione e dal dimensionamento dei posti di lavoro.

La fig. 14.1 riporta la casistica dispositiva fondamentale di tali posti di lavoro, i cui elementi componenti essenziali sono (nel caso degli uffici) il tavolo e la sedia.

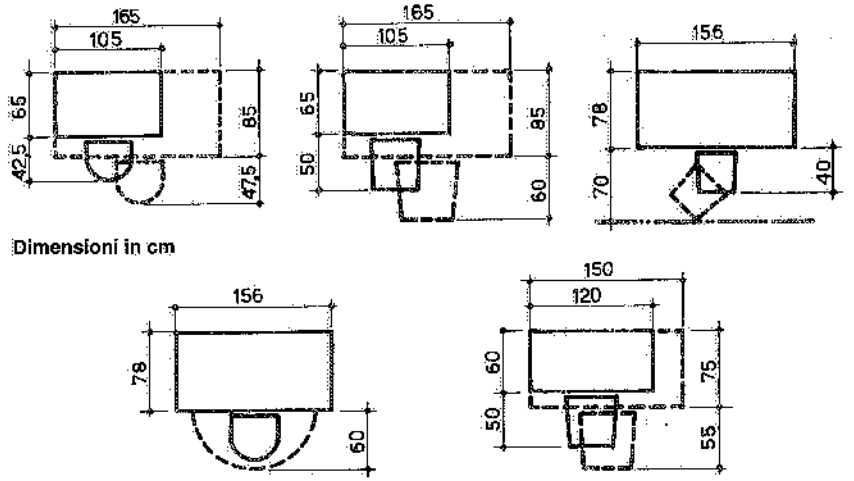


Fig. 14.1 – Dimensioni d'ingombro del posto di lavoro secondo il Time Saver Standard (U.S.A.), il Neufert (D) ed il Planning the Architect's Handbook (GB).

I posti di lavoro devono essere disposti in modo che l'illuminazione risulti ottimale sia come livello, sia come distribuzione (assenza di abbagliamento, illuminazione diretta o indiretta, quest'ultima preferibile nel caso di lavoro ai videoterminali).

Nel caso di uffici per progettisti si deve anche prendere in considerazione la posizione uomo/PC (1).

L'aggiunta di un tavolo o di un mobile lateralmente al posto di lavoro principale, può consentire di aumentare considerevolmente la superficie di lavoro senza alcun

(1) A questo proposito, si evidenzia che la permanenza di chi opera ai videoterminali non può essere continuativa, ma deve essere intervallata da pause di riposo, come previsto dal D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, titolo VI.

aumento dello spazio occupato in senso normale al tavolo di lavoro, purché la lunghezza dell'elemento supplementare non superi l'ingombro del sedile (fig. 14.2); in caso contrario, l'aggiunta dell'elemento supplementare determinerebbe una maggiore occupazione di spazio nel senso sopraindicato, come si può rilevare dalla figura citata.

Ricordiamo ancora la sistemazione, tipica dei casi in cui si vuole sfruttare al massimo lo spazio, che vede i tavoli fra loro affacciati e adiacenti (fig. 14.3).

Dimensionati i posti di lavoro singoli, si ricerca la disposizione dei posti di lavoro multipli. La fig. 14.4 riporta alcune disposizioni frequentemente adottate negli uffici (2).

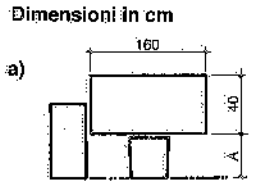


Fig. 14.2 – Dimensioni d'ingombro del posto di lavoro avente un tavolo o un mobile disposto lateralmente: a) tale elemento supplementare non eccede l'ingombro della sedia; b) aumenta l'ingombro (non si riportano dimensioni per l'elemento supplementare in quanto non esiste al riguardo alcuna unificazione).

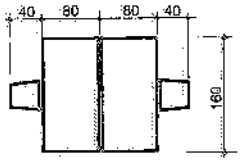


Fig. 14.3 – Dimensioni d'ingombro del posto di lavoro con scrivanie affacciate.

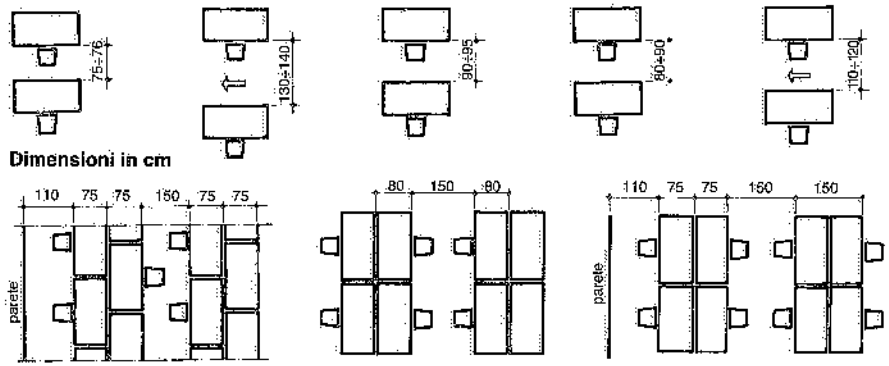


Fig. 14.4 – Distanze fra posti di lavoro collettivi (secondo Time Saver Standard; Planning; Neufert; Rulfberg).

Definite le caratteristiche dei posti di lavoro, tenute presenti eventuali esigenze connesse all'opportunità di assicurare ai posti stessi una certa flessibilità, si sceglie il modulo più conveniente.

Oltre a tale modulazione di tipo diciamo "trasversale", si può definire una modulazione "longitudinale", circa la quale la fig. 14.5 fornisce alcune disposizioni e valori tipici. È evidente la convenienza che, ove possibile, i due moduli coincidano.

Individuata la rete o maglia modulare più conveniente dal punto di vista "posti di lavoro", si tratta di verificare se essa risulta adatta anche per uffici direzionali, salotti,

(2) Com'è noto, è opportuno che la luce naturale pervenga al posto di lavoro lateralmente.

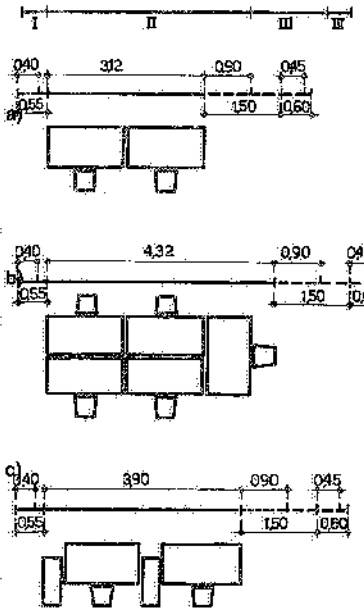


Fig. 14.5 – Ingombri in senso longitudinale dei posti di lavoro secondo la successione: I) corsia lato finestre; II) posti di lavoro; III) corsia di disimpegno; IV) eventuali armadi (dimensioni in m). Nella definizione delle corsie lato finestre si ricordi che, spesso, addossati alle finestre si collocano gli impianti di climatizzazione, di cui va considerato l'ingombro.

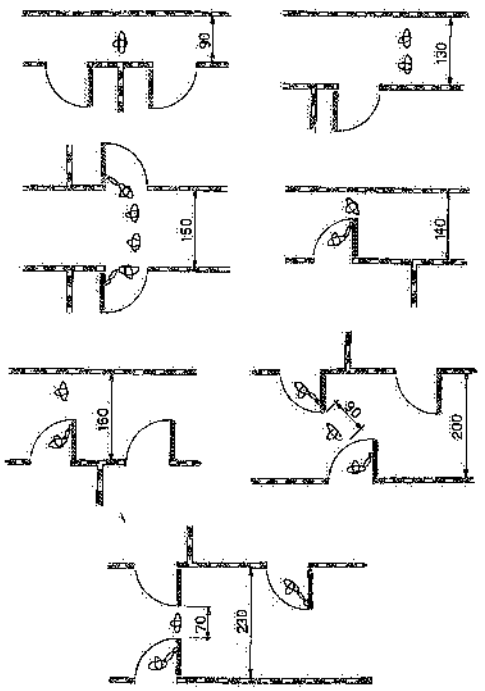


Fig. 14.6 – Larghezze minime di corridoi di disimpegno nei palazzi uffici. Tali larghezze possono essere modificate, in sede di progetto, in dipendenza del modulo prescelto (dimensioni in cm).

locali di ricevimento e attesa, nonché per corridoi (3), servizi e apparecchiature (4).

Infine, si inseriscono nella modulazione prescelta gli elementi portanti e le chiusure perimetrali del fabbricato. La fig. 14.7 riporta alcuni esempi illustrativi di come tale inserimento possa essere facilmente attuato, mentre la fig. 14.8 fornisce alcune applicazioni di maglie modulari alla sistemazione di un piano uffici.

I moduli più frequentemente impiegati nelle costruzioni destinate a uffici nei vari Paesi europei e statunitensi variano fra 0,95 e 1,85 m, con prevalenza dei moduli di 1,2 m e 1,5 m.

(3) La larghezza dei corridoi principali del fabbricato uffici viene scelta in relazione all'intensità del traffico e alla presenza di porte i cui battenti si aprano sul passaggio. La fig. 14.6 fornisce alcune larghezze *minime* dei corridoi di disimpegno variano da 0,90 m a 2,30 m, in relazione ai diversi ingombri statici e dinamici (porte e persone). Poiché i corridoi sono frequentemente utilizzati come vie di fuga, in questi casi la larghezza utile effettiva (al netto di ostacoli e sporgenze) non deve essere inferiore a 1,2 m e comunque definita in base alle normative di prevenzione incendi.

(4) L'impiego di pareti mobili (indispensabili per assicurare la flessibilità dell'organizzazione dei piani uffici), dato il limitato spessore, non influisce sulla scelta del modulo.

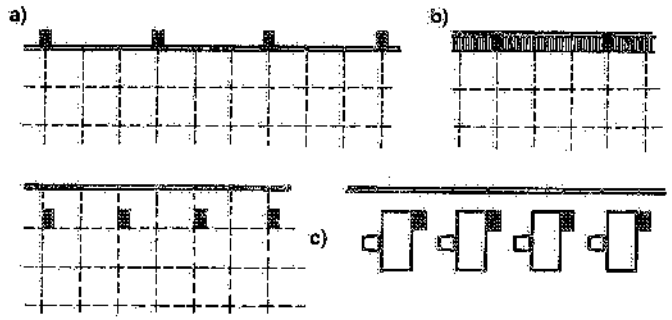


Fig. 14.7 – Inserimento degli elementi portanti del fabbricato nella modulazione adottata: a) pilastri esterni allo spazio utilizzato; b) pilastri interni allo spazio utilizzato con parete finestrata a filo esterno; c) pilastri interni allo spazio utilizzato con parete finestrata a sbalzo.

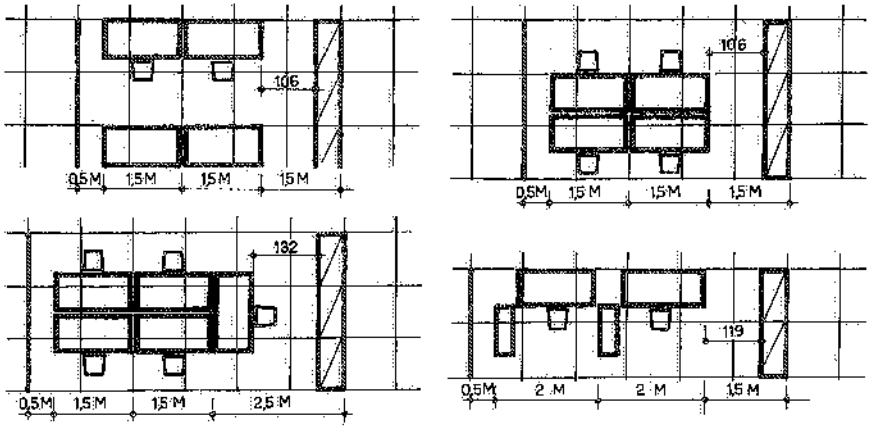


Fig. 14.8 – Applicazioni di maglie modulari bidimensionali per M = 104 cm.

Concludiamo queste brevi note sugli uffici, indicando alcuni valori medi di occupazione di aree da parte degli impiegati: tali valori, puramente indicativi, sono utilizzabili per un dimensionamento di larga massima dell'area da destinare a uffici in uno stabilimento industriale.

Si può ritenere che ciascun impiegato richieda un'area netta di 4,50÷7 m^2, comprensiva della scrivania, della sedia e dell'area circostante. Nel caso di uffici tecnici per progettisti dotati di elaboratori elettronici, l'area netta occorrente sale a 8÷10 m^2 /persona.

Se ci si riferisce all'area lorda (comprendente muri, corridoi, scale, servizi, ecc.) si devono considerare, mediamente, 20÷25 m^2 per impiegato.

Laboratori

Quasi tutti gli stabilimenti industriali hanno necessità di laboratori di ricerca o sperimentali. Tali laboratori potranno essere distribuiti nei vari reparti di lavorazione o

centralizzati in un unico locale o fabbricato. Per poco che i laboratori siano importanti, converrà questa seconda soluzione (si possono decentrare all'interno dei reparti produttivi piccoli laboratori, eventualmente necessari in corrispondenza dell'arrivo dei materiali, della spedizione dei prodotti finiti, di certe lavorazioni). Circa l'ubicazione da dare ai laboratori centralizzati, valgono considerazioni analoghe a quelle fatte per gli uffici, vale a dire si deve scegliere fra la disposizione dei laboratori in adiacenza o all'interno dei reparti di lavoro e la sistemazione in un corpo di fabbrica alquanto distanziato dai reparti produttivi. La tendenza generale è quella di prevedere i laboratori il più vicino possibile ai reparti produttivi e possibilmente anche agli uffici. È ovvia l'opportunità di sistemare i laboratori, come del resto gli uffici, lontano da eventuali sorgenti rumorose interne o esterne allo stabilimento.

Nella localizzazione dei laboratori occorre valutare preliminarmente se questi possano, per cause diverse (utilizzo di gas, solventi o materiali infiammabili), essere considerati a rischio e quindi da collocare e trattare adeguatamente.

Mensa o ristorante

Un servizio particolare – offerto in passato da alcune aziende – è il cosiddetto refettorio, consistente in uno o più locali nei quali sono installati tavoli e sedie destinati alle maestranze che consumano il vitto e le bevande portati da casa; a tali locali sono inoltre annessi apparecchiature per il riscaldo delle vivande, servizi igienico-sanitari, un locale per il lavaggio delle stoviglie e distributori di bevande e caffè.

Tale servizio era previsto allorquando l'interruzione tra il lavoro antimeridiano e pomeridiano era limitata ad un'ora (o meno) oppure nel caso di stabilimenti molto decentrati rispetto ai centri urbani.

Attualmente, anziché un semplice refettorio, molte aziende prevedono un vero e proprio servizio di ristorante, sovente individuato con il termine mensa aziendale. È evidente che un servizio di questo genere richiede impianti ed attrezzature più costose, nonché un maggior impegno di manodopera. Infatti, oltre al refettorio ed ai servizi relativi, si devono prevedere una cucina, uno o più locali per dispensa, l'ufficio di amministrazione del ristorante. Quasi sempre è previsto anche il bar.

Le dimensioni di un refettorio o di un ristorante dipendono ovviamente dal numero di persone cui tali locali sono destinati, così come le dimensioni della cucina dipendono dal numero di pasti che si devono preparare.

Una regola pratica consente di determinare, in prima approssimazione, l'area del refettorio o del ristorante: si moltiplica il numero dei dipendenti che potranno contemporaneamente servirsi di tali locali rispettivamente per 1,50 m^2 e per 3 m^2 circa. Tali coefficienti tengono conto degli ingombri dei posti a sedere, dei tavoli, dei corridoi e dei servizi, nonché, nel caso del ristorante, della cucina.

Non meno di 100÷200 m^2 occorrono inoltre per i servizi ausiliari richiesti dal ristorante, quali il magazzino frigorifero, la dispensa, gli spogliatoi per il personale addetto. Tali locali devono essere direttamente accessibili dalla cucina (eventualmente mediante ascensore o montacarichi).

Se il numero di maestranze che possono servirsi del ristorante aziendale è elevato, conviene considerare una suddivisione del servizio in turni successivi, in modo da servire non più di 500÷600 persone per turno.

I primi sistemi di distribuzione diffusa dei pasti sono stati organizzati con distribuzione di cibi precotti e surgelati; in tale caso, gli utenti scelgono il proprio menù ritirando i vassoi sistemati sugli appositi banchi di distribuzione (fig. 14.9). Tale sistema di distribuzione dei cibi è stato via via sostituito da veri e propri ristoranti (fig. 14.10).

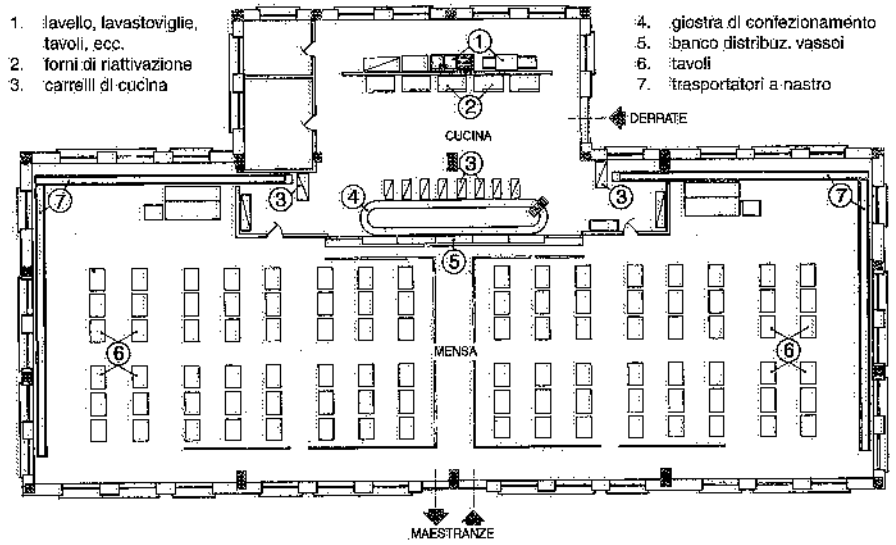


Fig. 14.9 – Esempio di mensa aziendale organizzata per la distribuzione di cibi precotti e surgelati.

1. distribuzione pasti
2. ricevimento derrate
3. lavaggio pentole
4. bevande, condimenti
5. nastro trasportatore
6. lavaggio stoviglie
7. lavaggio carrelli

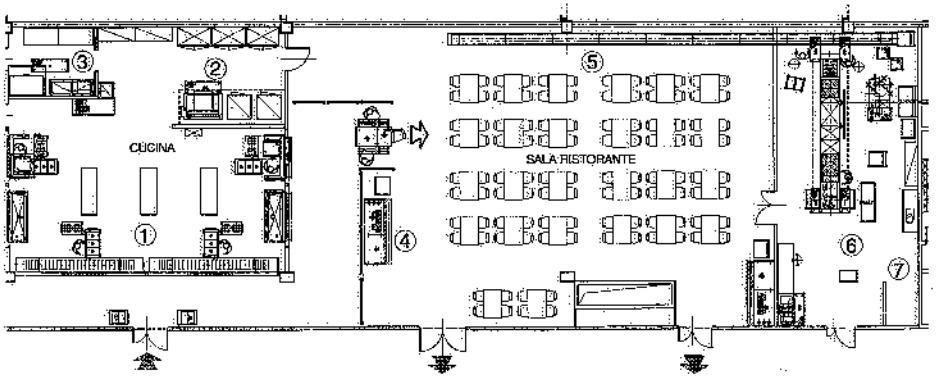


Fig. 14.10 – Layout di un ristorante aziendale.

Le pareti, i pavimenti, i tavoli, le sedie dei locali adibiti a ristorante o refettorio devono essere in materiale tale da facilitare al massimo le pulizie e risultare inattaccabili sia da parte degli acidi che delle basi. In cucina si deve prevedere un impianto per la eliminazione degli odori e dei vapori.

Alcune aziende hanno realizzato i locali del refettorio o del ristorante in modo che essi risultino adatti anche per riunioni, audizioni, ecc.

Per quanto riguarda l'ubicazione di tali servizi, si fa rilevare che gli stessi non sono necessariamente sistemati vicino ai reparti di lavoro. Negli stabilimenti piccoli e medi possono prevedersi in prossimità del fabbricato uffici, mentre nei grandi stabilimenti la tendenza è quella di disporli in fabbricati appositi, ai quali si può accedere mediante vie coperte, sotto- o sovrapassaggi.

Citiamo ancora i ristoranti tipo self-service, che danno la possibilità di servirsi da soli e di scegliere tra alcuni piatti di volta in volta disponibili. Questa soluzione, inizialmente adottata solo nei casi di limitato afflusso di persone, ha avuto un notevole sviluppo anche grazie all'affinamento delle tecniche di distribuzione ed all'orientamento generalizzato verso la distribuzione di pasti freschi e semifreschi.

Di impiego sempre più esteso risultano i distributori automatici di bevande e, più recentemente, anche di vivande, eventualmente concentrati nel locale dove si consumano i pasti, ma spesso dislocati in alcune postazioni all'uopo predisposte.

Infermeria

Ogni stabilimento deve avere almeno una infermeria o pronto soccorso; sovente è presente anche un gabinetto medico con relativa sala di attesa, spogliatoi, sala visite (con dotazioni per gli interventi urgenti, piccola farmacia, ecc.) (5).

Il servizio di assistenza sanitaria di stabilimento può essere previsto per uno o più dei seguenti scopi:

- visita medica in vista della assunzione ed esami sanitari periodici;
- pronto soccorso;
- assistenza medica vera e propria.

Se al centro sanitario dello stabilimento accedono non solo i dipendenti, ma anche i loro familiari, la sua ubicazione rimane più vincolata che non nel caso in cui esso serva esclusivamente per le necessità aziendali.

Per la sola infermeria o pronto soccorso alcuni progettisti suggeriscono di riservare un'area pari a circa 0,10 m^2 per persona contemporaneamente presente nello stabilimento. In ogni caso, l'area richiesta per un pronto soccorso non dovrebbe risultare inferiore a 50 m^2. In genere, è compresa fra i 50 ed i 100 m^2 e consiste di tre locali: una sala medica, una sala di attesa, l'infermeria.

Specialmente nel caso in cui lo stabilimento è decentrato rispetto ai centri urbani, è consigliabile disporre in stabilimento di una autoambulanza per il trasporto degli eventuali infortunati al più vicino ospedale.

Presso gli stabilimenti industriali deve essere previsto un servizio di assistenza sociale, al quale sarà riservato un apposito locale. Le maestranze possono utilizzare tale servizio ad orari prestabiliti.

La fig. 14.11 riguarda una sistemazione tipo dei servizi di infermeria ed assistenza sociale di uno stabilimento meccanico.

(5) Vd. anche D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303, artt. 27, 28, 29 e 30.

Nel quadro dei servizi medico-sociali aziendali, si può ancora ricordare l'eventuale presenza di: gabinetto dentistico; asilo infantile; sale di riposo; circolo ricreativo e sportivo.

Questi servizi riguardano evidentemente il caso di grandi aziende oppure di gruppi di piccole e medie aziende che diano vita a tali servizi collegialmente.

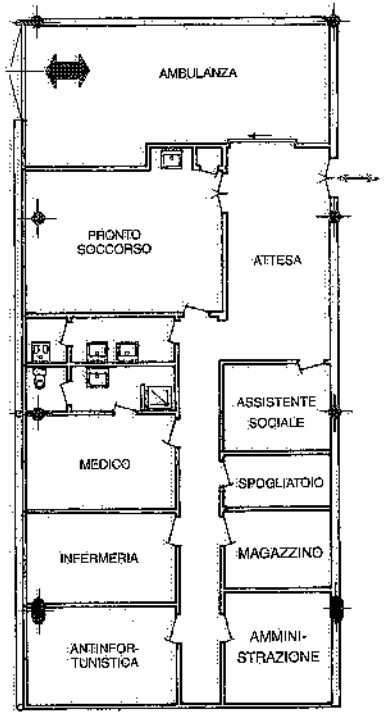


Fig. 14.11 – Layout dei servizi di pronto soccorso, assistenza medica e sociale di uno stabilimento.

14.2. SERVIZI AUSILIARI

In ogni stabilimento vi è un certo numero di reparti e magazzini destinati a lavorazioni o a depositi di materiali non direttamente attinenti alla produzione (come il reparto manutenzione, l'attrezzeria, il magazzino stampi, il magazzino utensili e così via). Di questi reparti si deve evidentemente effettuare il dimensionamento durante lo studio del plant layout.

I servizi ausiliari possono essere sistemati con una certa elasticità e quindi anche in aree periferiche rispetto a quelle occupate dai reparti di lavorazione.

Quando il reparto manutenzione non richiede macchinari pesanti (di difficile trasferimento), lo si può sistemare nella zona di prevedibile ampliamento dei reparti lavorativi. In tal modo, l'ampliamento di questi reparti potrà realizzarsi spostando il reparto manutenzione.

14.3. SERVIZI IGIENICO-SANITARI

I servizi igienici includono docce, lavabi, gabinetti, spogliatoi, fontanelle.

Mentre le *fontanelle* sono solitamente distribuite dentro i locali di lavoro a distanze variabili fra i 30 ed i 50 m ed a gruppi di 1-2-4-6, i *gabinetti* ed i *lavabi* sono sistemati in posizioni opportune e organizzati in gruppi distanti fra di loro non più di 100-150 m. Gabinetti e lavabi trovano posto allo stesso livello del piano di lavoro oppure in locali sopraelevati rispetto a tale piano.

I gabinetti per gli uomini devono prevedere vasi alla turca ed orinatoi, mentre quelli per le donne dispongono di bidé, W.C. o vasi alla turca. I gabinetti hanno dimensioni minime di 1,20x0,90 m, sono dotati di porte chiudibili dall'interno e, quando non hanno ventilazione naturale, devono essere provvisti di impianto di estrazione forzata dell'aria.

I locali antigabinetto ospitano generalmente i lavabi, singoli o multipli, ed eventuali orinatoi; anche questi locali devono essere dotati di adeguata ventilazione: pertanto, se quella naturale non risulta sufficiente, occorre prevedere impianti di ventilazione forzata.

L'area occupata dal gabinetto e dal relativo antigabinetto può variare da 2,50 m^2 a 3,50 m^2. Le pareti di divisione hanno un'altezza minima di 2 m.

La normativa in materia di barriere architettoniche (legge n. 13/1989) stabilisce che una parte dei servizi igienici (generalmente 1 ogni gruppo di servizi, ma da verificare di volta in volta) deve risultare utilizzabile da portatori di handicap e pertanto le relative dimensioni devono consentire la manovra di una sedia a rotelle (minimo 1,80x1,80 m); inoltre, la porta di accesso deve essere larga non meno di 80 cm.

Il getto dell'acqua può essere o a comando individuale o a comando periodico ed automatico.

La sistemazione più frequente dei lavabi è quella del tipo circolare o rettangolare, a più rubinetti (in genere 5, 6 o 8 becchi): i lavabi circolari a 6 becchi hanno un diametro d'ingombro di 1,10÷1,20 m; quelli a 8 rubinetti hanno un diametro d'ingombro di 1,40 m circa (fig. 14.12). Nel caso di piccoli fabbisogni, i lavabi possono essere sistemati lungo le pareti.

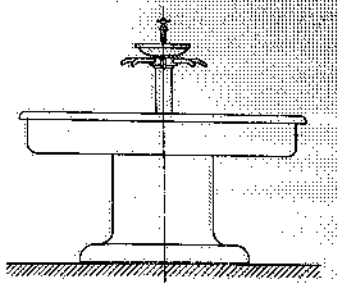
È di solito prevista l'alimentazione di sapone liquido. In molti stabilimenti gli asciugamani in tela sono stati sostituiti da salviette di carta o da dispositivi ad aria calda.

La fig. 14.13 riporta la sistemazione di gabinetti per uomini e donne, con lavabi e orinatoi installati nell'antigabinetto; comprende inoltre un locale con fontanella e macchine di distribuzione automatica di bevande (6).

Gli *spogliatoi* sono in genere previsti – con docce, gabinetti e lavabi – in un unico locale, dal quale si può facilmente accedere ai reparti di lavoro (fig. 14.14). In altre parole, tali servizi sono spesso ubicati in modo che:

a) siano raggiungibili dai posti di lavoro con percorsi non troppo lunghi;
b) risultino accessibili dall'esterno e dai reparti di lavoro attraverso il locale di bollatura dei cartellini di controllo dell'orario di entrata e di uscita.

Gli spogliatoi sono essenzialmente costituiti da armadietti metallici personali aventi dimensioni standard (molto usate sono, ad



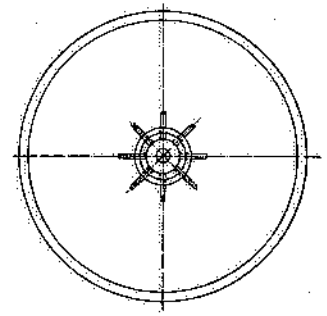


Fig. 14.12 – Lavabo circolare a otto becchi.

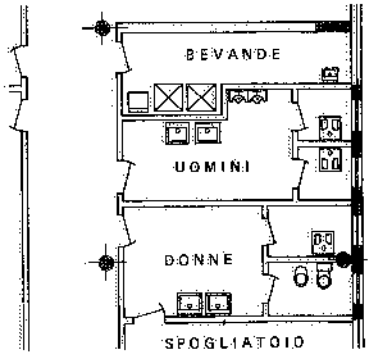


Fig. 14.13 – Layout di quattro gabinetti, orinatoi, lavabi e locale bevande.

(6) Vd. anche D.Lgs. 19 marzo 1996, n. 242, art. 33, comma 12.

esempio, le misure di cm 33x33 e 25x32), dotati di lucchetto di chiusura ed eventualmente di un ripiano sul quale si possano pulire o cambiare le scarpe. Nel caso di lavorazioni non pulite, è opportuno prevedere due armadietti per persona: uno per la tuta da lavoro e uno per gli abiti civili. Davanti agli armadietti deve essere lasciato uno spazio libero di almeno 70 cm, oltre all'eventuale corridoio di passaggio (7).

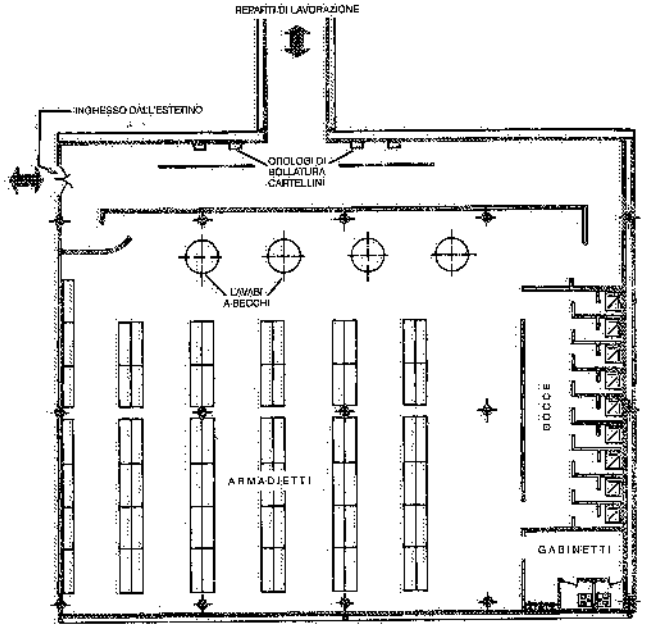


Fig. 14.14 – Esempio di sistemazione di spogliatoi, lavabi, docce e gabinetti.

Per l'elaborazione dell'avamprogetto dei servizi igienico-sanitari di uno stabilimento industriale si possono assumere i seguenti valori:

- spogliatoi (con un solo armadietto) : 0,70÷0,75 m^2/dipendente (8)
- lavabi : 0,05÷0,10 m^2/dipendente
- docce : 0,05÷0,15 m^2/dipendente

Totale : 0,80÷1,00 m^2/dipendente (in tale area non sono compresi i corridoi);

- lavabi : 1 ogni 15÷30 persone presenti
- orinatoi : 1 ogni 20÷30 uomini presenti
- gabinetti (9) : 1 vaso alla turca ogni 15÷30 uomini presenti
  1 W.C. o vaso alla turca ogni 10÷15 donne presenti
- bidé : 1 ogni 2÷3 W.C. o vasi alla turca riservati alle donne
- docce : 1 ogni 5÷15 persone presenti
- fontanelle : 1 ogni 40÷50 persone presenti.

(7) Il D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303, contiene disposizioni sui seguenti servizi igienico-assistenziali: docce; gabinetti; spogliatoi; refettori; locali di riposo; dormitori; servizi sanitari.

(8) Deve essere previsto un armadietto per tutti i dipendenti dell'azienda. Quando occorrono due armadietti per persona, la superficie occorrente aumenta di circa 0.30 m^2 /dipendente. Gli spogliatoi devono essere distinti per i due sessi e dotati di illuminazione e aerazione naturali: solo in caso di impossibilità tecnica, è consentito di installare unità di trattamento in grado di assicurare almeno 5 ricambi di aria all'ora.

(9) Si fa presente che negli spogliatoi devono sempre essere previsti almeno due W.C. (vd. fig. 14.14).

Per completezza di informazione, si riporta nella tab. 14.I il numero minimo di apparecchi idrosanitari che alcuni progettisti di stabilimenti industriali e uffici prendono in considerazione all'atto dello studio dei plant layout.

I consumi di acqua nei servizi idrosanitari sono, in linea di larga massima, i seguenti (riferiti ad ogni utilizzo):

- lavabo : 10 litri;
- vaso : 15 litri;
- bidé : 10 litri;
- doccia : 40÷50 litri.

Tabella 14.I – Numero minimo di apparecchi idrosanitari da installare.

	Vasi	Orinatoi	Docce	Posti di lavaggio	Fontanelle	Bidé	Vuotatoi	Scaldavivande
OFFICINE E STABILIMENTI	persone: da 1 a 9 | 1; da 10 a 24 | 2; da 25 a 49 | 3; da 50 a 100 | 5; oltre i 100 aggiungere 1 vaso ogni 35 persone presenti per turno	1 ogni 30 persone presenti per turno	1 ogni 20 persone presenti per turno. Per lavorazioni con le persone esposte ad elevata irradiazione termica od all'azione di sostanze velenose, infettive o irritanti 1 ogni 10 persone presenti per turno	1 ogni 5 persone presenti	1 ogni 40-50 persone presenti per turno	1 ogni servizio donne	1 ogni 50 persone presenti per turno nei refettori	Gli scaldavivande sono solitamente costruiti da 50 posti in quanto le dimensioni (1000x700 x850) ne permettono una razionale sistemazione. E' consigliata l'installazione di 1 raffreddavivande ogni 10 scaldevivande

	Vasi	Orinatoi	Lavabi	Bidé	Fontanelle
UFFICI	persone: da 1 a 15 | 1; da 16 a 35 | 2; da 36 a 55 | 3; da 56 a 80 | 4; da 81 a 110 | 5; da 111 a 140 | 6; da 141 a 170 | 7; oltre i 170 aggiungere 1 vaso ogni 30 persone.	Dove sono adottati si può ridurre il numero dei vasi (per gli uomini) in egual misura. Il numero dei vasi non dovrà però mai scendere al di sotto dei 2/3 di quelli previsti nella colonna precedente.	persone: da 5 a 15 | 2; da 16 a 35 | 3; da 36 a 60 | 4; da 61 a 90 | 5; da 91 a 125 | 6; oltre i 125 aggiungere 1 lavabo ogni 30 persone.	1 ogni servizio donne	1 ogni 70 persone

Per gli orinatoi, funzionanti quasi sempre con lavaggio ad intermittenza o continuo, si può tenere conto dei seguenti consumi:

- orinatoi a lavaggio intermittente: 50÷60 litri per posto e per ora;
- orinatoi a lavaggio continuo: 150 litri per posto e per ora.

Per vasi alla turca in batteria, funzionanti con cassetta ad intermittenza, si può considerare un consumo di 180÷200 litri all'ora per vaso.

Negli stabilimenti di dimensioni ragguardevoli, in considerazione dei rilevanti consumi di acqua, l'alimentazione con acqua potabile è limitata ai seguenti apparecchi: lavabi, docce, fontanelle, scaldavivande, bidé. Tutti gli altri apparecchi sono alimentati con acqua industriale.

I relativi consumi *minimi* sono all'incirca i seguenti:

- acqua potabile: 60÷75 litri per persona al giorno;
- acqua industriale: 70÷80 litri per persona al giorno, nell'ipotesi di orinatoi a lavaggio intermittente (uno ogni 30 persone).

È evidente la convenienza di prevedere i servizi igienici presso le zone dello sta-

bilimento in cui più densa è la popolazione operativa; però si devono evitare intralci o limitazioni alla migliore disposizione degli impianti produttivi. Per questo, i servizi igienici e gli spogliatoi sono sovente ubicati in sottopiani o mezzanini.

Pavimenti e pareti dei locali igienici devono essere realizzati in materiali facilmente lavabili ed a tinte chiare. L'acqua calda per alcuni servizi (prodotta in centrale termica oppure ottenuta mediante riscaldatori elettrici o a gas inseriti su ogni gruppo o ancora recuperando l'acqua calda dalle utenze tecnologiche) può essere mescolata a quella fredda in corrispondenza delle utenze stesse oppure, preventivamente, in un impianto centralizzato. Il riscaldamento dei locali igienici è sovente affidato ad un impianto a radiatori.

Poiché, specialmente nei locali delle docce ed antidocce, si deve evitare la condensazione di vapore acqueo, è consigliabile prevedere il ricambio forzato dell'aria in tali locali (nei quali deve essere mantenuta una temperatura di 22-23°C) oppure assicurare un riscaldamento mediante lampade a raggi infrarossi, sempre al fine di ridurre il grado igrometrico d'ambiente.

14.4. SERVIZI VARI

Il layout di uno stabilimento deve prevedere adeguati locali per le rappresentanze sindacali aziendali, in conformità alla legge 20 maggio 1970, n. 300 (10).

Inoltre, molte aziende si preoccupano di mettere a disposizione dei dipendenti biblioteche e luoghi di lettura. A fianco di tali locali possono anche essere previste sale per conferenze, proiezioni cinematografiche, manifestazioni culturali e così via.

14.5. LOCALI DIVERSI

Ricordiamo ancora che nel progetto di uno stabilimento devono anche essere previsti: locali destinati a contenere i mezzi di pronto intervento dei vigili del fuoco della fabbrica e l'eventuale centralina di segnalazione di incendi (fig. 14.15); uno o più salotti di attesa per i fornitori e i visitatori, nonché uno o più locali per il custode ed i sorveglianti.

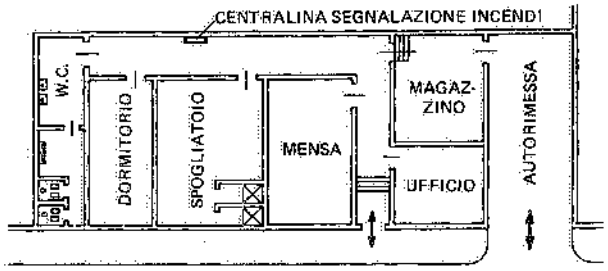


Fig. 14.15 – Locali per vigili del fuoco di uno stabilimento industriale.

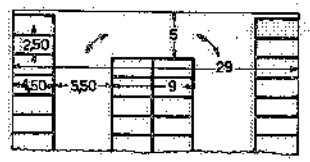
(10) La legge citata ("Norme sulla tutela della libertà e dignità dei lavoratori, della libertà sindacale e dell'attività sindacale nei luoghi di lavoro e norme sul collocamento"), nota anche come Statuto dei Lavoratori, a proposito dei locali delle rappresentanze sindacali aziendali, prescrive (art. 27): "Il datore di lavoro, nelle unità produttive con almeno 200 dipendenti, pone permanentemente a disposizione delle rappresentanze sindacali aziendali, per l'esercizio delle loro funzioni, un idoneo locale comune all'interno dell'unità produttiva o nelle immediate vicinanze di essa. Nelle unità produttive con numero inferiore di dipendenti, le rappresentanze sindacali aziendali hanno diritto di usufruire, ove ne facciano richiesta, di un locale idoneo per le loro riunioni".

14.6. ACCESSI ALLO STABILIMENTO

L'accesso delle maestranze e dei materiali, nonché la spedizione dei prodotti finiti richiede che lo stabilimento sia collegato con le reti di comunicazione esistenti (stradali, ferroviarie, ecc.).

Inoltre, nei pressi dello stabilimento, devono essere previsti parcheggi per le vetture dei dipendenti: a tale fine, si considera in genere che il 40÷60% delle maestranze raggiunga lo stabilimento in autovettura e si proporzioni il posteggio assegnando ad ogni macchina un'area complessiva di 20÷25 m^2.

La fig. 14.16 fornisce due possibili sistemazioni di vetture in un parcheggio, con le relative dimensioni di ingombro.



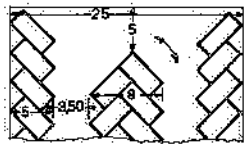


Fig. 14.16 – Possibili disposizioni di autovetture in un parcheggio (dimensioni in m).

Occorre anche prevedere, in prossimità degli uffici, un apposito parcheggio per le vetture dei visitatori e dei clienti. Inoltre, le norme stabiliscono che nelle aree di parcheggio, nella misura minima di 1 ogni 50 posti o frazione di 50, devono essere previsti posti auto larghi 3,2 m, riservati ai veicoli utilizzati da persone disabili.

Per quanto riguarda il posteggio per le biciclette e le motociclette, si può ritenere che il 10÷15% dei dipendenti si serva di tali mezzi per recarsi al lavoro e si considerà, in sede di avamprogetto, un ingombro medio pari a 2÷5 m^2/veicolo. Per proteggere cicli e motocicli dalle intemperie si costruiscono tettoie sotto le quali si prevedono opportune rastrelliere (per le biciclette) o segnaposti (per le motociclette).

Se una parte delle maestranze si serve di autopullman per recarsi al lavoro, si destinerà un'area complessiva di 90÷100 m^2 per ogni autobus. In corrispondenza dei punti di sosta delle autocorriere si realizzeranno dei ripari per i passeggeri.

Motivi di sicurezza consigliano di proteggere la zona in cui lo stabilimento trova la sua sede con una recinzione che, a seconda dei casi, può essere costruita in cemento, in rete metallica, in profilati, in mattoni, ecc. In tale recinzione saranno ricavate le aperture per l'entrata e l'uscita delle maestranze (operai ed impiegati), dei visitatori e delle merci. In linea generale, si possono prevedere:

a) ingressi uniti o separati per operai, impiegati, dirigenti, visitatori;
b) ingressi uniti o separati fra di loro e/o dagli ingressi di cui al punto a), per i veicoli stradali e ferroviari.

Il numero, il tipo e la posizione degli ingressi e delle uscite dipende dalla disposizione interna dello stabilimento, dalla entità dei movimenti in arrivo e in partenza, dalle esigenze di controlli.

In corrispondenza dei vari ingressi (o dell'ingresso, se questo è unico) deve essere prevista una portineria, che comprende almeno una guardiola per il sorvegliante. Se le aperture sono più di una e fra loro distanti (ad esempio, vi è una porta di ingresso e una di uscita), occorre prevedere posti di sorveglianza fissa presso ogni ingresso. Quando è possibile, si centralizzano le entrate e le uscite delle maestranze e delle merci: in tali casi, può essere costruito un piccolo fabbricato a cavallo o a fianco delle aperture, con un locale per il sorvegliante ed eventualmente l'alloggio per lui e la sua famiglia. Nel caso di piccole e medie aziende, si possono affiancare all'allog-

gio del custode altri locali ausiliari quali: infermeria, autorimessa, parcheggi vetture dirigenti, locali per le squadre antincendio aziendali, rappresentanze sindacali.

Generalmente, il custode o il sorvegliante controllano l'ingresso e l'uscita delle maestranze, le quali non dovrebbero mai attraversare l'ingresso su autovetture; al massimo, può essere consentito il passaggio di cicli e motocicli, il cui parcheggio troverà posto, in tale caso, dentro il recinto dello stabilimento.

La tendenza è quella di disporre il parcheggio delle autovetture e dei cicli e motocicli adiacente alla recinzione, eventualmente chiuso, ma esterno alla recinzione stessa (fig. 14.17).

In genere, i visitatori raggiungono il locale di sorveglianza o la portineria, si presentano e sono poi indirizzati all'ufficio richiesto; in altri casi, vi sono accompagnati da una persona a ciò incaricata.

Un sistema ancora utilizzato per il controllo delle maestranze in uscita dallo stabilimento è basato su un segnale luminoso ad accensione casuale. Nel caso di stabilimenti in cui si svolgono lavorazioni di carattere riservato, la sorveglianza ed i controlli sono ovviamente più rigorosi.

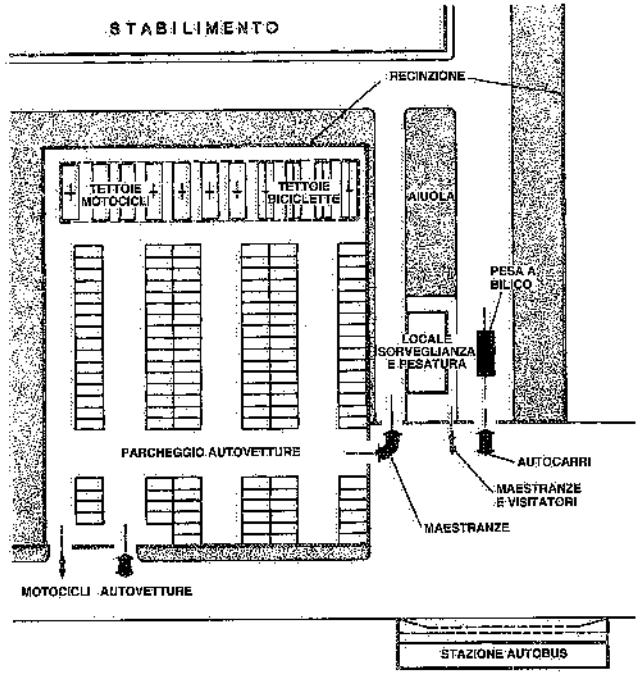


Fig. 14.17 – Parcheggio auto, moto e cicli per le maestranze di uno stabilimento industriale.

La larghezza degli ingressi destinati ai veicoli stradali varia da 3 m (nel caso di flusso unidirezionale dei veicoli) a 5,50 m (nel caso in cui l'entrata e l'uscita di autocarri possa avvenire contemporaneamente). Quasi sempre deve essere effettuata una operazione di pesatura delle merci in arrivo o in partenza mediante veicoli stradali: a tale fine, dall'interno del locale di sorveglianza si esegue l'operazione di pesatura dei veicoli che si fermano sulla piattaforma di un bilico stradale piazzato nelle immediate vicinanze.

Le vie di accesso ferroviario devono rispettare lo stesso scartamento delle Ferrovie dello Stato (1435 mm) ed i cancelli di ingresso, tenuto conto della sagoma limite dei carri ferroviari e di un adeguato franco di sicurezza, non dovrebbero avere larghezze inferiori a 4,40 m e altezze minori di 4,80 m.

Può anche rendersi necessaria la pesatura dei carri ferroviari che entrano nello stabilimento: in tale caso, si deve prevedere un tratto dei binari costituenti il raccordo, posato sulla piattaforma di una pesa.

14.7. VIE INTERNE ALLO STABILIMENTO

Strade

In relazione al costo di costruzione e di manutenzione, si tende a ridurre al minimo la larghezza delle vie interne alla recinzione degli stabilimenti industriali (l'area non occupata dalla strade è di solito sistemata a verde). In genere, si realizzano corsie di scorrimento atte a consentire l'incrocio di due autocarri. Poiché la larghezza corrispondente dipende dalla velocità dei veicoli, quest'ultima viene limitata, dentro il recinto di molti stabilimenti, a 15-20 km all'ora: infatti, per tali velocità è sufficiente una carreggiata, in rettilineo, di 5,50 m circa (fig. 14.18), mentre per velocità più elevate la larghezza deve salire a 6÷7 m.

In corrispondenza delle curve, la strada assume evidentemente larghezze maggiori (fig. 14.19).

Nel caso di carreggiate a senso unico, è sufficiente prevedere una larghezza, in rettilineo, di circa 3 m.

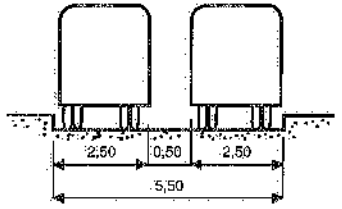


Fig. 14.18 – Larghezza minima di una strada interna.

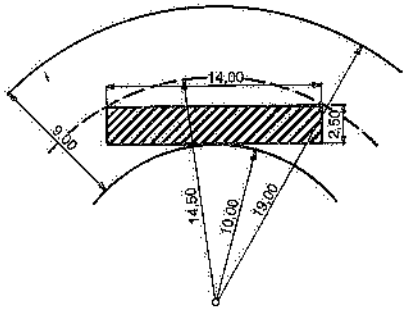


Fig. 14.19 – Larghezza della strada in curva.

Il motivo per cui la velocità dei veicoli nelle strade interne viene limitata a valori molto bassi, è anche da ricercare nel fatto che la strada rappresenta un mezzo di trasmissione dei colpi e delle vibrazioni prodotte a seguito del passaggio dei veicoli (11). Da tale punto di vista, le pavimentazioni più adatte sono quelle bitumate.

È consigliabile che le rampe stradali non superino la pendenza del 12 per cento.

Talvolta, si prevedono apposite piste riservate ai velocipedi, di larghezza non inferiore a 1,50 m.

Lungo tutto il perimetro esterno dei fabbricati industriali è opportuno prevedere marciapiedi di larghezza variabile fra 1 m e 1,50 m.

L'installazione di eventuali fognature e di tubazioni dell'acqua, aria, gas, ecc. deve essere evidentemente prevista al di fuori della sede stradale e del marciapiede, vale a dire al di sotto delle zone verdi (fig. 14.20): sarà così possibile effettuare riparazioni, sostituzioni, modifiche alle canalizzazioni esistenti, senza interrompere il

(11) Si può ritenere che l'effetto dinamico conseguente al passaggio di un autocarro sopra un buco stradale lungo 40 cm e profondo 4, raddoppi quando la velocità dei veicoli è superiore a 20 km all'ora. I colpi e le vibrazioni, a parità di velocità di un veicolo, sono poi tanto più intensi quanto più il corpo stradale è duro o quanto più il peso dell'autocarro è elevato. Di qui l'importanza di scegliere la natura del fondo stradale del tipo più conveniente, anche in relazione all'usura.

traffico stradale e pedonale e con minori costi di ripristino.

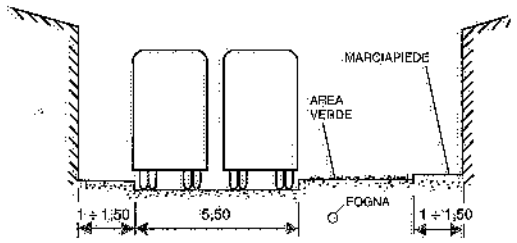


Fig. 14.20 – Carreggiata stradale a due corsie, marciapiedi laterali e zona verde previsti fra due fabbricati.

Binari ferroviari

Un raccordo ferroviario risulta conveniente se l'allacciamento dello stabilimento ricade nell'ambito di una stazione ferroviaria ed i carri in arrivo e/o in partenza sono abbastanza numerosi (indicativamente, non meno di 1000 unità all'anno). Comunque, qualora se ne preveda l'installazione, si devono tenere presenti i seguenti vincoli (validi per ferrovie a scartamento normale):

1) realizzare curve con raggi minimi di 150 m; eccezionalmente possono essere tollerati raggi inferiori (12);
2) evitare pendenze superiori all'8 per mille; in corrispondenza delle curve aventi raggi di soli 150÷200 m conviene limitare la pendenza del raccordo al 5 per mille; nei binari di stazionamento non si deve superare 1,2 per mille;
3) rispettare le distanze minime da ostacoli fissi e da banchine di carico e scarico indicate nella tabella 14.II (se però fra il binario ferroviario e un ostacolo fisso – quale potrebbe essere un muro o una banchina – è previsto un passaggio pedonale, la larghezza di questo deve superare di almeno 70 cm la sagoma limite del carro ferroviario): tali distanze derivano dalle dimensioni di ingombro della sagoma limite trasversale dei carri ferroviari (fig. 14.21).

Anche l'interasse fra due binari ferroviari a scartamento normale è individuato dalla sagoma limite dei carri ferroviari. La tabella 14.III fornisce gli interassi e le intervie minimi fra binari contigui in rettilineo ed in curva.

Nella tabella 14.IV sono invece riportati gli elementi caratteristici degli scambi o deviatoi semplici comunemente adottati in pratica.

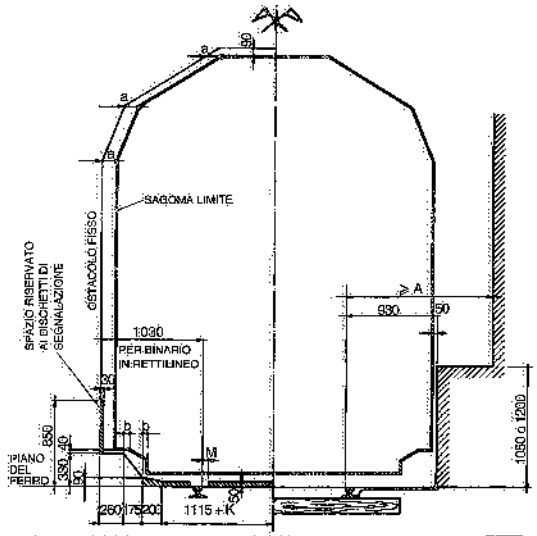
La presenza del raccordo ferroviario e l'esigenza di effettuare le operazioni di carico e scarico dei carri, può spesso costituire una complicazione nella sistemazione dei magazzini materie prime e/o prodotti finiti. È pertanto necessario, in tali casi, prendere in considerazione tutte le possibili soluzioni. Un accorgimento molto adottato è quello di prevedere l'installazione del binario ferroviario a raso, cosicché risulti possibile la contemporanea circolazione dei veicoli stradali e dei carri ferroviari. Nei punti in cui ciò avviene, il binario ferroviario deve essere protetto, dalla parte del bordino delle ruote, da una contro-rotaia avente lo scopo di trattenere il manto stradale e di garantire il passaggio dei bordini delle ruote.

14.8. BIBLIOGRAFIA

A. Hugon e R. Traverse, *Le complexe usinier*, Parigi, Editions Eyrolles.

(12) Nel caso di curve aventi raggio inferiore a 150 m, occorre prevedere una contro-rotaia in corrispondenza della rotaia esterna (lato interno del binario), al fine di garantire un più sicuro instradamento dei veicoli.

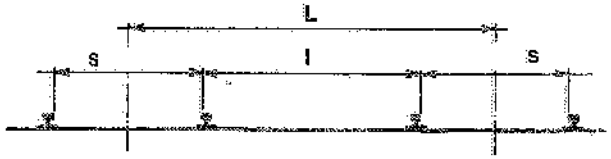
Tabella 14.II – Prescrizioni delle FS sui franchi minimi richiesti fra sagoma limite dei carri ferroviari standard e ostacoli fissi (comprese le banchine).



Andamento planimetrico del binario	a		b		K	
	interno curva mm	esterno curva mm	interno curva mm	esterno curva mm	interno curva mm	esterno curva mm
Rettifilo e curve di raggio fino a 250 m	150	150	40	40	0	0
Curve di raggio:						
minore di 250 m fino a 240 m	158	160	48	50	8	10
minore di 240 m fino a 220 m	177	183	67	73	27	33
minore di 220 m fino a 200 m	200	210	90	100	50	60
minore di 200 m fino a 180 m	228	243	118	133	78	93
minore di 180 m fino a 170 m	244	263	134	153	94	113
minore di 170 m fino a 160 m	273	285	163	175	123	135
minore di 160 m fino a 150 m	283	310	173	200	133	160
minore di 150 m fino a 140 m	339	366	229	256	189	216
minore di 140 m fino a 130 m	403	431	293	321	253	281
minore di 130 m fino a 120 m	479	506	369	396	329	356
minore di 120 m fino a 110 m	569	599	459	489	419	449
minore di 110 m fino a 100 m	676	706	566	596	526	556
minore di 100 m fino a 90 m	806	837	696	727	656	687
minore di 90 m fino a 80 m	968	1000	858	890	818	850
minore di 80 m fino a 75 m	1066	1099	956	989	916	949
minore di 75 m fino a 70 m	1177	1211	1067	1101	1027	1061

Valori di M (mm)	
scartamento	M
1435	40
1445	60
1450	65
1455	70
1460	75
1465	75

Tabella 14.III – Interassi ed intervie minimi fra binari contigui nell'ambito di piazzali e scali.



Scartamento planimetrico del binario	Scartamento s m	Interasse L m	Intervia I m
Rettifilo e curve di raggio fino a 275 m	1,435	3,935	2,500
Curve di raggio:			
da 275 m fino a 250 m	1,440	3,935	2,135
da 249 m fino a 225 m	1,445	3,935	2,155
da 224 m fino a 200 m	1,450	3,935	2,195
da 199 m fino a 175 m	1,455	3,935	2,245
da 174 m fino a 150 m	1,460	3,935	2,305
da 149 m fino a 140 m	1,465	3,990	2,525
da 139 m fino a 130 m	1,465	4,120	2,655
da 129 m fino a 120 m	1,465	4,270	2,805
da 119 m fino a 110 m	1,465	4,453	2,988
da 109 m fino a 100 m	1,465	4,665	3,200
da 99 m fino a 90 m	1,465	4,930	3,465
da 89 m fino a 80 m	1,465	5,253	3,788
da 79 m fino a 75 m	1,465	5,450	3,985
da 75 m fino a 70 m	1,465	5,673	4,208

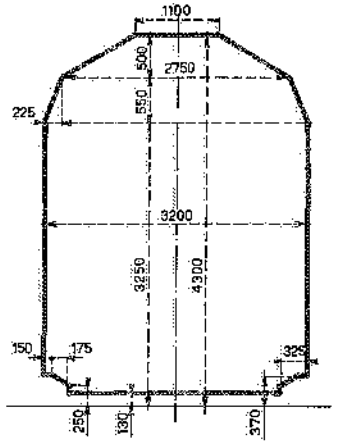
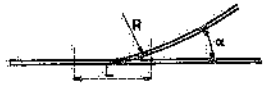


Fig. 14.21 – Sagoma limite statica dei carri ferroviari delle FS.

Tabella 14.IV – Caratteristiche geometriche più frequentemente adottate per i deviatori semplici.



R m	tg α
258	0,10
245	0,10
150	0,12
102	0,15
70	0,18

15. Trasporti interni e mezzi di contenimento

15.1. GENERALITÀ

Si denominano correntemente *trasporti interni* (1) le movimentazioni di materiali di qualsiasi tipo e forma eseguite nell'interno degli stabilimenti, dall'arrivo delle materie prime alla spedizione dei prodotti finiti.

In altre parole, i trasporti interni riguardano sia il trasferimento dei materiali nei reparti di lavoro e nei magazzini, sia le operazioni di scarico e di carico dei materiali in arrivo e in partenza, sia le movimentazioni in corrispondenza dei posti di lavoro.

Dai tempi in cui il trasporto si effettuava utilizzando quasi esclusivamente lo sforzo dell'uomo, la tecnica dei trasporti si è sviluppata nella direzione di un minor impiego di energia umana: allo sforzo dell'uomo si sono infatti sostituiti i più svariati congegni e dispositivi atti a trasformare le nuove fonti di energia in lavoro utile.

I trasporti interni costituiscono l'assillo costante tanto della grande quanto della piccola industria, data la diretta incidenza che essi esercitano sui costi di fabbricazione, sulle condizioni di lavoro e di sicurezza degli addetti, sulla produttività, sull'utilizzazione dello spazio e degli impianti, sul livello tecnico dell'azienda.

D'altra parte, come si è visto nel capitolo 3, i trasporti interni influenzano direttamente il plant layout di uno stabilimento e quindi anche il relativo fabbricato: infatti, il posto di lavoro, la forma del layout, la "maglia" e l'altezza sotto catena del fabbricato, il carico a pavimento e/o ai nodi della struttura di copertura, la posizione e le dimensioni degli accessi dipendono in genere dai tipi di trasporti interni adottati.

Poiché il trasporto non accresce il valore dei prodotti finiti, ma ne aumenta il costo, una buona sistemazione dei reparti produttivi dovrebbe sempre condurre ad un minimo di trasferimenti e di riprese dei materiali, evitando congestioni, ritardi e trasporti inutili.

Inoltre, i trasporti interni influiscono anche sui trasporti esterni dell'azienda (e viceversa), per cui qualsiasi studio sui trasporti interni deve prendere in considera-

(1) Gli anglosassoni usano il termine *materials handling*, i francesi *manutention*.

zione anche i mezzi di trasporto per il movimento dei materiali al di fuori dello stabilimento (arrivo delle materie prime e partenza dei prodotti finiti).

In sintesi, lo studio dei trasporti interni può consentire il raggiungimento dei seguenti obiettivi.

1. Limitare i *costi* grazie a
   - un minor numero di movimentazioni e riprese dei materiali;
   - minori percorsi;
   - migliore sfruttamento dello spazio;
   - aumento della produttività (per ora-uomo, per ora-macchina, nei controlli).
2. Ridurre gli *scarti* e le *perdite*
   - limitando i danni durante i trasporti;
   - aumentando le possibilità di controllo dei materiali immagazzinati.
3. Migliorare le *condizioni di lavoro*, nel senso di
   - assicurare una maggior sicurezza;
   - richiedere un minore sforzo.
4. Aumentare *l'efficienza* dell'azienda, attraverso
   - la migliore organizzazione dei magazzini;
   - la rotazione dei materiali, ecc.

In ogni caso, la scelta dei trasporti interni più adatti alle singole esigenze, richiede la preventiva analisi del flusso dei materiali dall'ingresso di questi ultimi nello stabilimento (sotto forma di materie prime) alla loro uscita (prodotti finiti). Presuppone inoltre la conoscenza dei principali tipi di trasportatori disponibili sul mercato, dai quali è sempre possibile ricavare versioni nuove o adattamenti specifici in relazione alle singole esigenze.

Numerosi sono i suggerimenti che si possono dare a chi si accinge allo studio dei trasporti interni aziendali. Ne citiamo alcuni:

- impiegare, ovunque è possibile, trasportatori meccanizzati od automatizzati;
- verificare che il grado di utilizzazione dell'impianto di trasporto che si intende adottare risulti accettabile;
- il movimento più economico del materiale è quello che sfrutta la gravità;
- l'economia del trasporto aumenta, almeno fino ad un certo limite, con le dimensioni del carico movimentato;
- il valore di un impianto di trasporto è direttamente proporzionale alla sua flessibilità (cioè alla possibilità di destinarlo ad impieghi diversi);
- tenere in massimo conto le condizioni ambientali e la sicurezza degli operatori;
- ricercare elevati valori del rapporto fra carico utile e peso dei mezzi di trasporto;
- ridurre al minimo le riprese e le movimentazioni dei materiali;
- la massima economia nel trasporto dei materiali attraverso i reparti di lavorazione si ottiene minimizzando le distanze da percorrere fra una operazione e l'altra.

15.2. CLASSIFICAZIONE DEI TRASPORTI INTERNI

Innumerevoli sono le classificazioni dei trasporti interni suggerite dai vari Autori. In questa sede, ci limitiamo ad accennare ad alcune fra le più ricorrenti in pratica.

1. A seconda del *tipo di materiale* da trasportare. Si possono avere trasporti di materiali:

   - solidi
     - sotto forma di *unità di carico* (2)
     - sotto forma di colli (sacchi, pacchi, recipienti vari, ecc.)
     - alla rinfusa (sabbie, terre, granulati, ecc.)
   - liquidi (acqua, oli, ecc.) (3)
   - gassosi (aria compressa, metano, azoto, ossigeno, ecc.) (4).

2. In base al *funzionamento*, che può essere continuo (elevatori a tazze, trasportatori a nastro, a rulli, a tapparelle, pneumatici, ecc.) o discontinuo (paranchi, carriponte, carrelli elevatori, AGV e così via).
3. In base al tipo *di energia motrice*. Si hanno mezzi di trasporto a movimento manuale, quali carrelli con traslazione a mano, convogliatori a rulli a spinta, scivoli, e mezzi di trasporto a movimento motorizzato (con motore elettrico, diesel, a benzina) quali carriponte, carrelli a motore, trasportatori a catena, a nastro, pneumatici, autogru, trattori.
4. In base al *tipo di movimento*. A titolo esemplificativo, si può considerare la seguente classificazione, la quale fa anche distinzione fra trasportatori continui e trasportatori discontinui:

   - mezzi per il sollevamento in verticale
     - discontinui
       - paranchi fissi (elettrici e pneumatici)
       - montacarichi
     - continui
       - elevatori a tazze
       - trasportatori pneumatici
   - mezzi di trasporto in orizzontale
     - discontinui
       - trasportatori a rulli a spinta
       - trattori
       - blondin (5)
       - trasportatori a carrelli trainati da catena (aerea, a pavimento o sotto il piano pavimento) oppure automatici
     - continui
       - trasportatori a rulli od a catena
       - trasportatori a nastro orizzontali
       - trasportatori a tapparelle orizzontali
       - convogliatori di tipo apron orizzontali

(2) Come si dirà al § 15.3, per *unità di carico* si intende un raggruppamento di materiali avente caratteristiche di forma, peso e dimensioni le più adatte per una movimentazione facile ed economica e per una buona utilizzazione dei magazzini e dei mezzi di trasporto interni ed esterni agli impianti industriali. Fra le unità di carico di più frequente impiego citiamo i contenitori, le palette e i *container*.

(3) Quando i liquidi sono contenuti in opportuni recipienti (ad esempio, fusti, bidoni, latte), questi ultimi possono essere considerati, dal punto di vista del trasporto, come dei colli singoli.

(4) Anche per i gas, se si ricorre ad opportuni recipienti (bombole, ad esempio), si rientra nel caso dei colli singoli.

(5) Gru a cavalletto la cui trave centrale è sostituita da una o più funi portanti sulle quali scorre il carrello.

mezzi di sollevamento e trasporto	discontinui	paranchi scorrevoli su monorotaia carriponte e gru carrelli elevatori blondin
	continui	trasportatori a nastro trasportatori a tapparelle convogliatori apron trasportatori pneumatici
mezzi dotati di movimento vibratorio	continui	trasportatori a scosse o a canale oscillante vagli vibranti
mezzi dotati di movimento rotatorio	continui	piatti dosatori coclee tamburi rotanti

5. *In base al tipo di comando*:
- con manovratore a bordo: carriponte con comando da cabina, carrelli con manovratore a bordo, paranchi scorrevoli su monorotaia con cabina per il manovratore, autogru, trattori, ecc.;
- con manovratore a terra: paranchi e carriponte con comando da terra (6), carrelli con manovratore a terra, ecc.;
- senza manovratore: convogliatori a catena, a nastro e a rulli, trasportatori pneumatici, ecc.;
- automatici: paranchi e carrelli automotori scorrevoli su monorotaia, convogliatori aerei birotaia a scambi prestabiliti, trasportatori per macchine transfert.

Poiché la scelta del sistema di trasporto interno è strettamente legata al tipo di materiale da trasportare, nei paragrafi seguenti ci soffermeremo sui mezzi di contenimento dei materiali di maggiore interesse pratico nel campo dell'industria in genere e meccanica in particolare.

Nei capitoli successivi, inoltre, si passeranno in rassegna i trasportatori di più corrente impiego negli stabilimenti industriali oppure costituenti trasportatori-tipo, dai quali si possono derivare altre versioni, in relazione a esigenze specifiche di trasporto.

È però opportuno citare fin d'ora i D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547 e 24 luglio 1996, n. 459, nonché i D.Lgs. 24 luglio 1994, n. 266, 19 marzo 1996, n. 242 e 4 agosto 1999, n. 359, contenenti disposizioni relative ai mezzi ed apparecchi di sollevamento, di trasporto e di immagazzinamento. Mezzi ed apparecchiature devono inoltre rispettare le norme tecniche per la salvaguardia della sicurezza emanate dall'UNI, dal CEI e dagli organismi di normalizzazione CE: di tali disposizioni si deve tener conto tutte le volte che si progettano, acquistano, installano od impiegano mezzi di trasporto interno.

15.3. UNITÀ DI CARICO

Si definisce *unità di carico* un raggruppamento di materiali disposto in modo tale da poter essere movimentato e trasportato mediante mezzi di trasporto meccanici. A

(6) Mediante pulsantiera pensile collegata al carrello o al ponte oppure scorrevole lungo quest'ultimo.

titolo esemplificativo, si costituisce una unità di carico introducendo più pezzi in un contenitore (fig. 15.1), sovrapponendo scatole di cartone su una pedana di supporto (fig. 15.2), disponendo materiali in appositi raccoglitori (fig. 15.3) e così via. Oggetti di forma irregolare possono essere raggruppati in unità di carico ricorrendo a imballi o reggettature "ad hoc" (figg. 15.4 e 15.5).

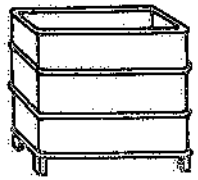


Fig. 15.1 – Contenitore per pezzi alla rinfusa.

Di fondamentale importanza è che le unità di carico siano accatastabili le une sulle altre (per permettere una migliore utilizzazione dello spazio in altezza) e movimentabili con le forche di cui certi mezzi di trasporto (ad esempio, i carrelli elevatori) sono dotati: si suole correntemente dire che le unità di carico devono essere sovrapponibili e "forcolabili".

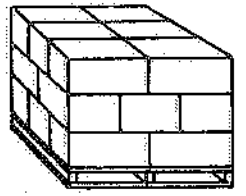


Fig. 15.2 – Unità di carico costituita da scatole disposte su una paletta.

Una accurata scelta delle unità di carico da impiegare per i trasporti interni aziendali è condizione essenziale per una ottimizzazione di questi ultimi. Essa infatti contribuisce a ridurre al minimo:
- i costi di trasporto;
- le riprese dei materiali;
- lo spazio occorrente per l'immagazzinamento dei materiali;
- i tragitti in officina e nei magazzini, facilitando inoltre le operazioni di immagazzinamento e di scarico e carico dei mezzi di trasporto esterni allo stabilimento.

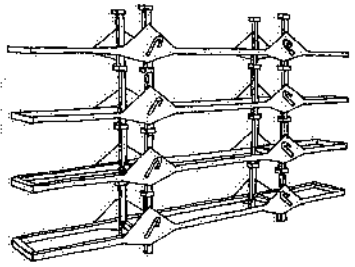


Fig. 15.3 – Raccoglitori (sovrapponibili) per materiali lunghi.

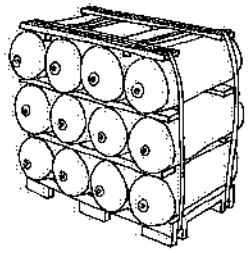


Fig. 15.4 – Unità di carico costituita mediante due elementi di legno e reggettatura.

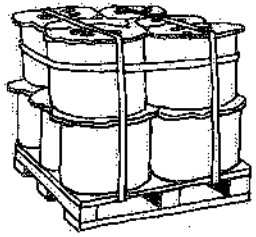


Fig. 15.5 – Unità di carico costituita mediante una pedana di legno e reggettatura.

Definire una unità di carico significa individuare non il carico più elevato, ma quello *ottimale* in relazione a diversi fattori, quali le dimensioni di ingombro, la capacità portante dei mezzi di trasporto e così via. Ovviamente, la determinazione di tale carico ottimale deve procedere parallelamente alla scelta dei mezzi di trasporto e di immagazzinamento.

Indicata con Q la quantità di materiali da trasportare (in peso o in volume o in numero di colli), con q il carico unitario (analogamente espresso in peso, volume o numero di colli) e con n il numero di viaggi necessari per effettuare il trasferimento di Q da un posto ad un altro, si ha

$$Q = q \cdot n$$

Appare evidente l'interesse di aumentare q. Peraltro, aumentando q oltre un certo valore ottimale (variabile da caso a caso), la convenienza tende a diminuire: occorrono infatti mezzi di trasporto sempre più potenti (e quindi costosi), mentre altri vincoli provengono dalle dimensioni delle aperture e dei corridoi; infine, se q è superiore al valore ottimale, n può discendere a valori per i quali il mezzo di trasporto non risulta più saturato. Considerazioni analoghe si possono fare per il parametro n.

Si tratta dunque di determinare di volta in volta i valori di q e di n più convenienti.

La definizione delle caratteristiche dell'unità di carico deve anche tener conto, nei casi in cui i materiali vengono immagazzinati, del sistema di immagazzinamento e delle quantità prelevate o depositate di volta in volta nel magazzino: è infatti evidente la convenienza di organizzare i depositi ed i prelievi dei materiali a magazzino per unità di carico intere, senza che si renda necessario un frazionamento delle stesse. Pertanto, in tali casi, la scelta dell'unità di carico più conveniente deve tener conto sia delle esigenze del trasporto sia di quelle dell'immagazzinamento: l'unità prescelta costituirà in sostanza un accorto e dosato equilibrio fra tali esigenze. In definitiva, tanto i mezzi di trasporto, quanto i sistemi di immagazzinamento e le caratteristiche stesse del fabbricato dipendono direttamente dalle unità di carico adottate.

Naturalmente, le unità di carico devono essere quanto più possibile semplici ed economiche. Al limite, si sfruttano le caratteristiche di forma dei prodotti per costituire unità di carico senza l'impiego di palette o contenitori.

Si distinguono pertanto:

- unità di carico costituite con l'impiego di palette e contenitori;
- unità di carico costituite dallo stesso materiale trasportato, raggruppato mediante reggettatura (fig. 15.6);
- unità di carico costituite con l'impiego di accessori a perdere, quali cartoni e listelli di legno (fig. 15.7);
- unità di carico costituite con l'impiego di accessori vari a recuperare, quali incastellature e regoli (fig. 15.8).

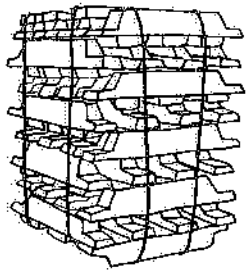
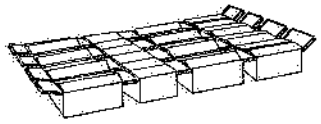


Fig. 15.6 – Unità di carico forcolabile costituita da lingotti di alluminio reggettati con un filo di acciaio: i lingotti di base sono disposti in modo da consentire l'introduzione delle forche.



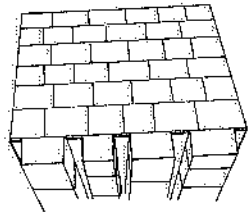


Fig. 15.7 – Unità di carico (forcolabile) costituita sagomando opportunamente un foglio di cartone.

15.4. PALETTE

Le palette o *pallet* possono essere di legno, metallo, materie plastiche od altro materiale (si vedano, a titolo esemplificativo, le figure 15.9, 15.10 e 15.11).

L'unità di carico costituita disponendo i materiali su palette, può risultare vantaggiosa nei reparti di lavorazione, per i trasporti interni, per l'immagazzinamento, per la spedizione dei prodotti finiti; tale convenienza è legata al risparmio che si ottiene riducendo le manipolazioni; risparmio che deve risultare superiore al costo derivante dall'adozione della paletta (7).

Se la palettizzazione è estesa anche alla spedizione dei prodotti all'esterno dello stabilimento, il problema del ritorno dei vuoti può giocare un ruolo decisivo sulla convenienza o meno della palettizzazione stessa: il grafico di fig. 15.13 mette a confronto il costo del trasporto su autocarri di colli singoli e degli stessi colli palettiz-

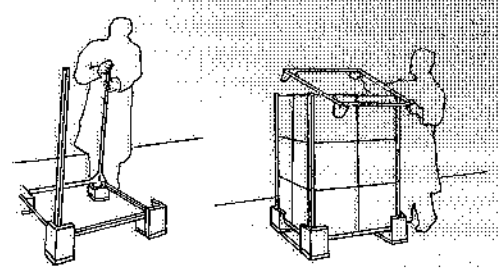


Fig. 15.8 – Formazione di un'unità di carico mediante quattro regoli di appoggio, montanti e traverse smontabili, nonché un quadrilatero di sicurezza superiore: l'unità viene infine reggettata.

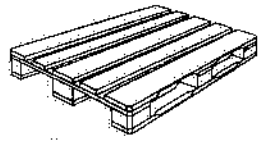


Fig. 15.9 – Paletta in legno.

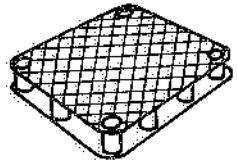


Fig. 15.10 – Paletta metallica.

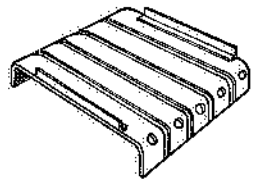


Fig. 15.11 – Paletta in lamiera.

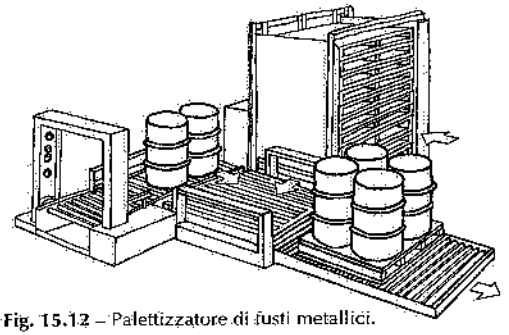


Fig. 15.12 – Palettizzatore di fusti metallici.

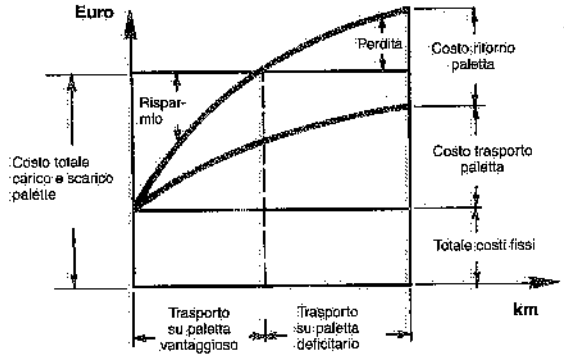


Fig. 15.13 – Limiti di convenienza del trasporto su palette.

(7) La formazione delle unità di carico su palette (*palettizzazione*) può richiedere tempi considerevoli, che, specie quando le unità di carico sono molte, incidono sul costo di trasporto e di immagazzinamento. Considerazioni analoghe si possono fare per la *depalettizzazione* delle unità di carico. Nelle aziende in cui il numero di unità di carico formate o "rotte" è elevato, si installano impianti specifici che eseguono automaticamente le operazioni di palettizzazione e depalettizzazione, detti appunto palettizzatori o depalettizzatori (fig. 15.12).

zati: si noti come a partire da una certa percorrenza, la palettizzazione non risulti più conveniente. È questo uno dei motivi per cui – quando è possibile – si utilizzano palette a perdere oppure semplici reggettature o altri accorgimenti volti a ridurre il costo (e l'ingombro) delle palette normali.

Sempre al fine di ovviare ai costi di trasporto (a vuoto) dei pallet, si è promosso il loro *scambio*: le palette utilizzate per i trasporti esterni agli stabilimenti, una volta scaricate dei materiali trasportati, vengono depositate in appositi magazzini (di proprietà delle ferrovie o di trasportatori su gomma) a disposizione di altri utenti che a loro volta debbano effettuare trasporti verso altre località.

Le palette più utilizzate sono costruite in legno e l'UNI ha emanato diverse norme (8) che ne definiscono le caratteristiche costruttive e le dimensioni. I pallet considerati sono a due e a quattro vie, reversibili o non reversibili, a perdere, a rendere, a uso esterno o interno. La fig. 15.14 riporta alcuni tipi di palette e le rispettive

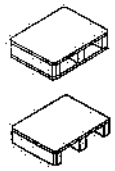
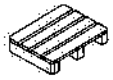
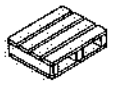
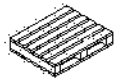
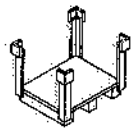
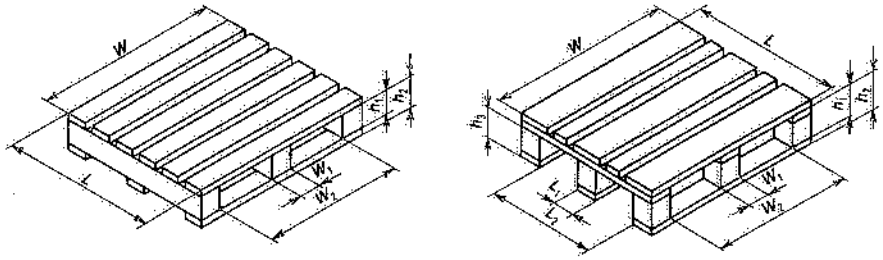
Paletta	Piattaforma di carico a uno o due piani poggianti su tasselli o traverse, adatta ad essere trasportata ed impilata, munita di vari liberi per consentire il trasporto con carrelli a forche.	
Paletta a due vie	Paletta i cui sopporti consentono l'introduzione delle forche da due lati opposti.	
Paletta a quattro vie	Paletta i cui sopporti consentono l'introduzione delle forche da tutt'e quattro i lati.	
Paletta ad un piano	Paletta avente un solo piano destinato a ricevere il carico.	
Paletta a due piani	Paletta avente un piano superiore destinato a ricevere il carico ed un piano inferiore funzionante da appoggio.	
Paletta reversibile	Paletta a due piani identici, entrambi in grado di portare il carico.	
Paletta con montanti	Paletta munita di montanti con o senza correnti di rinforzo.	

Fig. 15.14 – Palette di caricamento (UNI 5042).

(8) Si citano le UNI 4121, 5042, 9150, 9581 e 9712.

definizioni, mentre la fig. 15.15 indica le dimensioni dei vani di inforcamento dei pallet di tutti i tipi a due e a quattro vie. In particolare, le dimensioni in pianta delle paletto unificate sono le seguenti (in millimetri):

800 x 1000 – 800 x 1200 – 1000 x 1200 – 1200 x 1200



Lunghezza L o larghezza W	L_1 max. o W_1 max.	L_2 min. o W_2 min.	h_1 min.	h_2 max.		h_3 min.
				1 piano	2 piani	
800	150	560	98*	127	155	98*
1000	150	560	98*	127	155	98*
1200	180	750	98*	127	155	98*

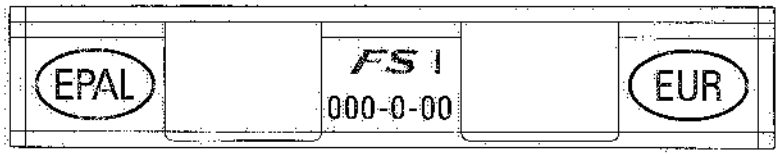
* Per i pallet a due vie reversibili sono ammesse altezze h_1 min. e h_3 min. di 80 mm.

Fig. 15.15 – Dimensioni dei vani di inforcamento dei pallet a due ed a quattro vie, reversibili o meno (UNI 4121).

Al fine di assicurare la qualità e una maggiore durata delle palette utilizzate e scambiate tra aziende industriali, le associazioni del settore logistico e i responsabili delle ferrovie di alcuni Paesi europei hanno costituito l'EPAL (*European Pallet Association*) che ha definito le caratteristiche innovative per i pallet di dimensioni 800x1200 mm. Questi pallet riportano, sui due lati longitudinali, tre sigle e precisamente (fig. 15.16): sul blocchetto di sinistra, il simbolo EPAL (dentro un ovale); sul blocchetto centrale, le sigle FS e I – se il Paese di riferimento è l'Italia – e, in posizione sottostante, i numeri 000-0-00 (codice fabbricante, anno e mese di produzione); sul blocchetto di destra, il marchio EUR (dentro un ovale). Inoltre, la disposizione dei chiodi è standardizzata e le tavole inferiori sono smussate. Apposite società di certificazione controllano la qualità dei pallet EUR-EPAL, sia presso i produttori, sia presso i riparatori. La certificazione di qualità è riconoscibile tramite una graffa metallica riportante la sigla EPAL. Alcune società di servizi offrono sul mercato nazionale e internazionale il noleggio e la gestione delle palette EUR di loro produzione, incaricandosi della movimentazione, consegna, raccolta e manutenzione delle stesse.

Per la formazione di unità di carico costituite da colli parallelepipedi disposti su palette, si ricordano le seguenti regole pratiche:

1. l'altezza dell'unità di carico, paletta compresa, non dovrebbe superare, salvo casi particolari, i 2 metri;
2. la superficie della paletta non ricoperta dai carichi deve essere minima (al limite nulla);



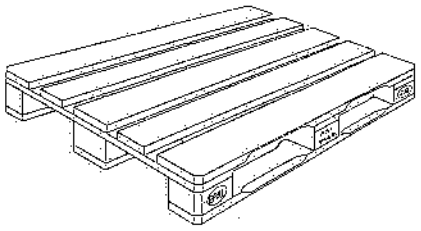
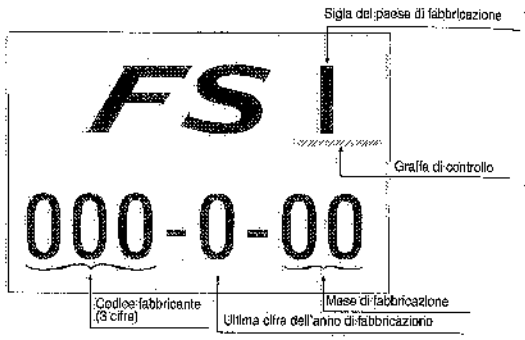


Fig. 15.16 – Vista anteriore di un pallet EUR-EPAL.

Dettaglio delle indicazioni sul blocchetto centrale



3. si devono disporre i colli appoggiandoli sulla faccia di maggiori dimensioni;
4. i colli devono essere disposti incrociati, in modo che almeno due colli dello strato superiore appoggino, in parte, su ogni collo dello strato inferiore.

Sempre a proposito della disposizione ottimale di colli parallelepipedi su palette, si ricorda qui il cosiddetto metodo *Palett-o-graf*.

Indicando con *a* e *b* le prefissate dimensioni (in pianta) dei colli e con *A* e *B* le dimensioni della paletta, la condizione di sfruttamento ottimale di questa è data dalle

(15.1) $ma + nb = A$

(15.2) $ra + sb = B$

ovverosia, la combinazione lineare delle dimensioni di base dei colli fornisce la misura dei lati della paletta (m, n, r, s, sono ovviamente numeri interi).

Graficamente (fig. 15.17), le ascisse riportano i valori di ma e di ra, le ordinate di nb e di sb: i punti $A = ma+nb$ e $B = ra+sb$ si trovano sulle rette inclinate di 45° rispetto ai due assi cartesiani e rappresentano le condizioni limite del problema.

Tracciati due segmenti di retta corrispondenti alle equazioni (15.1) e (15.2), si sovrapponga sullo stesso piano cartesiano un reticolo con maglia a, b e si considerino tutti i nodi del reticolo prossimi alle due rette. Si noti che i punti che si trovano a destra di ciascuna delle due rette, individuano disposizioni dei colli che debordano rispetto alla paletta, mentre quelli che si trovano a sinistra rivelano che non tutta la base della paletta viene utilizzata. Se un nodo si trova sulla retta, si è nella condizione ottima, almeno per quanto riguarda un lato.

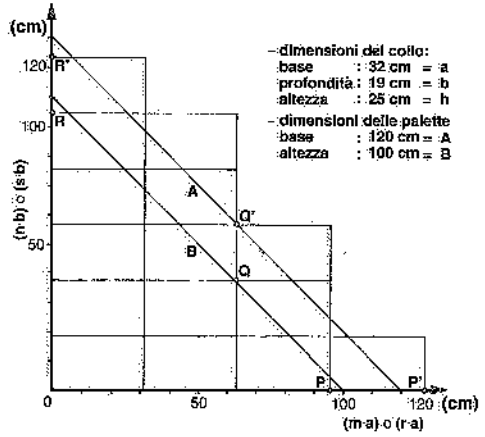


Fig. 15.17 – Esempio di applicazione del metodo "Palett-o-graf".

La soluzione ottima in senso assoluto è quella definita da due nodi che si trovino sulle rette *A* e *B*. Poiché, in pratica, difficilmente si individueranno due punti di tali rette coincidenti con due nodi del reticolo concernente i colli, le soluzioni ottime in senso relativo si ottengono considerando tutte le combinazioni possibili, due a due, dei nodi prescelti. Infine, si fa una graduatoria di dette combinazioni in base al numero di colli che esse consentono di disporre sulla paletta.

Qualora più soluzioni risultino a pari merito, si individua la più conveniente considerando la stabilità delle unità di carico in esame, il grado di sfruttamento dell'eventuale pianale di carico (ad esempio, il pianale degli autocarri) che esse consentono, le esigenze di immagazzinamento e così via.

La possibilità di sovrapporre unità di carico costituite con palette dipende assai spesso dai materiali disposti sulle stesse. È però possibile ottenere la sovrapponibilità anche nel caso di materiali di per sé non sufficientemente resistenti, adottando palette con montanti (fig. 15.18) oppure ricorrendo ad attrezzature particolari (fig. 15.19).

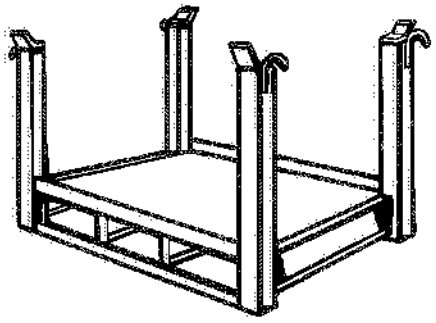


Fig. 15.18 – Paletta con montanti.

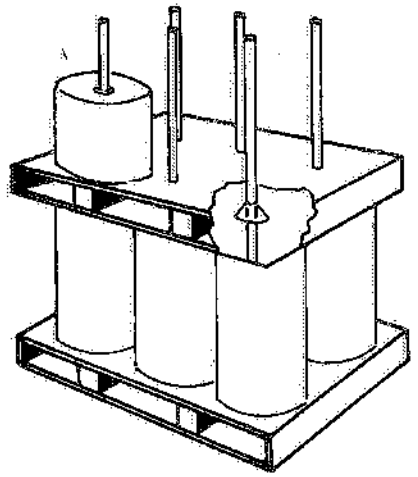


Fig. 15.19 – Palette dotate di tubi verticali che consentono l'introduzione di colli cilindrici (forati) e la sovrapposizione in pile.

15.5. CONTENITORI E CONTAINER

I contenitori sono in genere utilizzati, oltre che per la movimentazione e l'immagazzinamento dei materiali, anche per la loro protezione: essi possono essere metallici, di plastica, di alluminio, di legno o di altro materiale.

Si può distinguere fra contenitori:
- a parete piena o in lamiera (fig. 15.20);
- a struttura reticolare (figg. 15.21 e 15.22);
- in filo di acciaio o rete metallica, con o senza portello apribile (fig. 15.23);
- ripieghevoli (fig. 15.24).

Fra i contenitori si possono includere anche i cosiddetti raccoglitori o culle, di cui la fig. 15.25 riporta un esempio.

La fig. 15.26 fornisce alcune caratteristiche di contenitori di impiego corrente nell'industria (nel nostro Paese i contenitori non sono ancora unificati).

Quando si devono movimentare materiali ingombranti (si pensi, ad esempio, alle

plance e ai paraurti degli autoveicoli), può convenire l'impiego di contenitori come quello di fig. 15.27; tale contenitore permette al personale che deve prelevare o depositare un componente alla volta, di salire sul pianale del contenitore stesso, predisposto per consentire tale transito.

Le caratteristiche e le prestazioni richieste ai contenitori possono essere diversissime: così, ad esempio, si ricorre a contenitori dotati di ganci (fig. 16.25) o di fori per il sollevamento mediante funi o catene; in genere, però, le preferenze vanno verso i

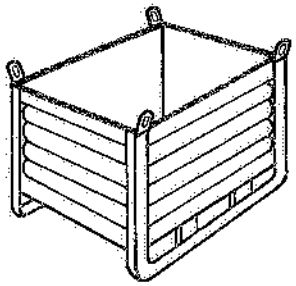


Fig. 15.20 – Contenitore in lamiera.

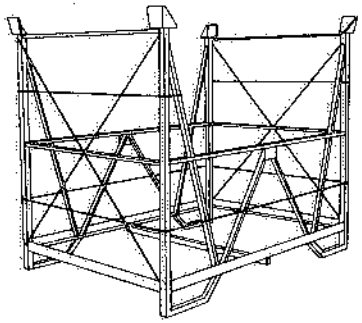


Fig. 15.21 – Contenitore a struttura reticolare.

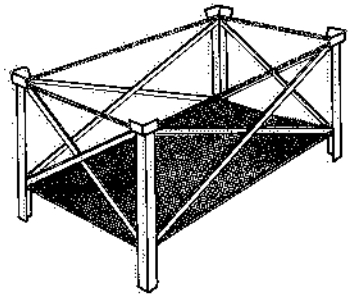


Fig. 15.22 – Contenitore a struttura reticolare e fondo in lamiera.

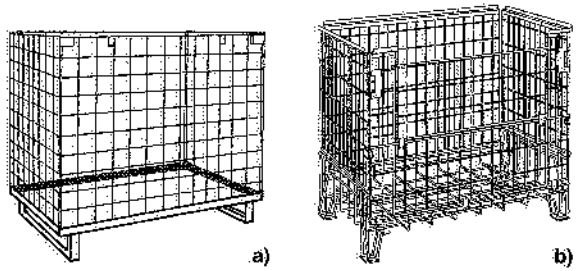


Fig. 15.23 – Contenitori in rete metallica.

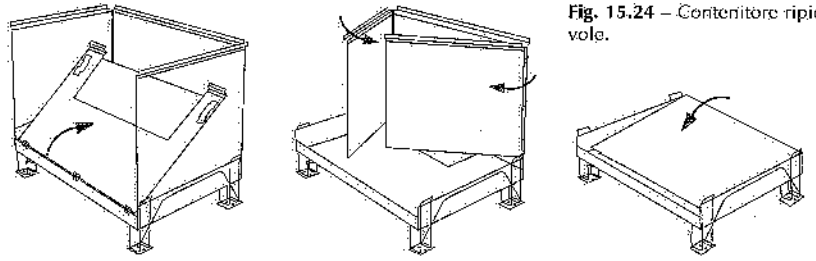


Fig. 15.24 – Contenitore ripieghevole.

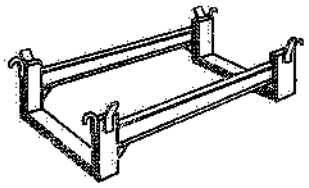


Fig. 15.25 – Raccoglitore dotato di ganci per il sollevamento mediante funi o catene.

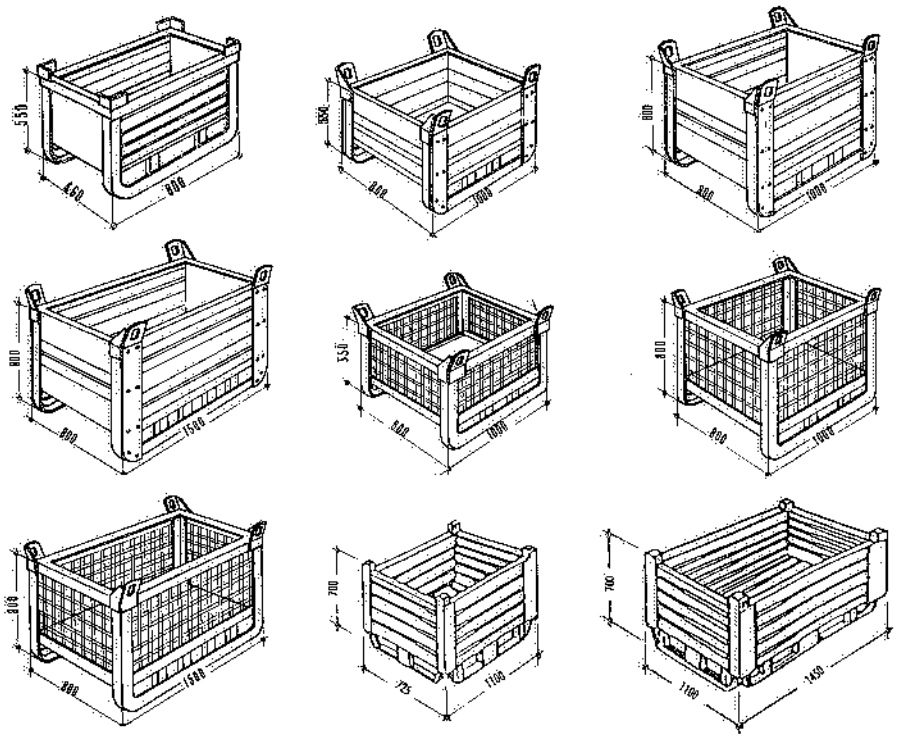


Fig. 15.26 – Contenitori in lamiera e in rete metallica (con fondo in lamiera) di frequente impiego nell'industria.

contenitori forcolabili e sovrapponibili (9). Anche la capacità è molto variabile, in quanto si passa dalle piccole cassette a contenitori di 1÷1,5 m^3 di volume utile. Oltre tale valore del volume interno, i contenitori sono sovente denominati *container* (fig. 15.28), i quali sono specialmente concepiti per il trasporto di merci, con uno o più mezzi diversi di trasporto; i container sono infatti muniti di dispositivi che facilitano il trasbordo da un mezzo di trasporto ad un altro (fig. 15.29). Per

(9) Peraltro, una limitazione alla sovrapponibilità dei contenitori proviene dal conseguente maggior peso (e quindi costo) degli stessi, dalla condizione di stabilità richiesta alla pila di contenitori, dalla difficoltà della loro movimentazione da parte dei mezzi di trasporto.

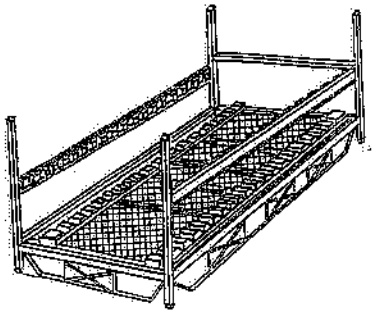


Fig. 15.27 – Contenitore con pianale pedonabile.

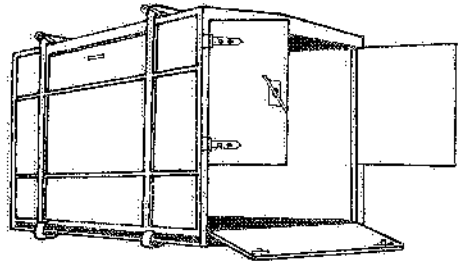


Fig. 15.28 – Container, costruito in acciaio e legno, con portiera a tre ante.

tale motivo, essi risultano adatti per il tipo di trasporto cosiddetto *porta a porta*, cioè direttamente dallo stabilimento di produzione al destinatario, mediante due o più sistemi di trasporto diversi (autocarri, carri ferroviari, navi).

Si può parlare di *piccoli container* quando il volume interno è compreso fra 1÷1,5 m^3 e 3 m^3 e di *grandi container* quando il volume interno supera i 3 m^3.

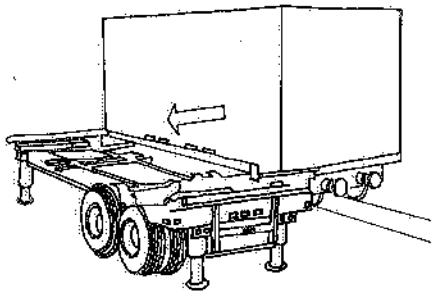


Fig. 15.29 – Container in trasferimento da un veicolo a un altro.

I container possono essere costruiti in acciaio, in alluminio, in acciaio ed alluminio, in compensato e fibra di vetro (i montanti d'angolo, però, sono sempre in acciaio). La tab. 15.I fornisce le principali caratteristiche di alcuni tipi di tali contenitori costruiti interamente in acciaio (10).

Riepilogando, si cerca di evitare il trasporto di colli o pezzi singoli oppure in piccole quantità ricorrendo a unità di carico costituite da palette, contenitori, container.

La movimentazione di tali unità di carico è affidata a mezzi di trasporto adatti a prelevarle, trasportarle e depositarle in condizioni di sicurezza e di massima economicità.

Tabella 15.I – Caratteristiche dimensionali dei contenitori per trasporti intercontinentali della serie 1 (UNI-ISO 830).

Capacità m^3	Tara kg	Portata kg	Misure interne cm	Misure esterne cm
7	800	4200	216·185·174	225·192·200
8	885	4150	226·198·178	238·207·210
8	825	4175	226·198·178	240·210·210
10	850	4150	280·204·175	290·215·206
11	1100	3900	307·200·180	320·214·249
12	980	5500	282·221·195	290·230·230
14	1100	4100	335·206·205	345·216·230

(10) Sui container, l'unificazione italiana annovera le seguenti norme:
- UNI-ISO 830: termini e definizioni;
- UNI 7011: tipi, dimensioni e caratteristiche generali;
- UNI 7012: blocchi d'angolo (tipi, dimensioni e caratteristiche).

Palette, contenitori, unità di carico in genere, devono:
1) fornire le prestazioni per cui sono stati previsti;
2) soddisfare le condizioni di resistenza e di sicurezza connesse al loro impiego.

In particolare, le unità di carico devono:
- risultare sovrapponibili (fino ad un numero massimo definito di volta in volta);
- consentire la movimentazione con forche;
- risultare stabili anche se appoggiano solo su parti limitate anziché sull'intera superficie teorica di appoggio;
- essere adatte al carico su autocarri o altri mezzi di trasporto interno o esterno;
- avere la necessaria resistenza agli urti e ai sovraccarichi statici e dinamici dovuti alle stesse unità di carico ed alla loro movimentazione sui mezzi di trasporto;
- resistere alle deformazioni sotto l'azione di tutte le forze alle quali possono essere sottoposte durante l'impiego.

15.6. CASSETTE

Oltre a contenitori e palette costituenti le unità di carico di cui si è detto, è molto diffuso, nelle aziende, l'impiego di cassette di varie forme e dimensioni, costruite in lamiera, materie plastiche, legno (fig. 15.30): di solito, tali cassette sono sovrapponibili e quindi utilizzabili non solo per la movimentazione, ma anche per lo stoccaggio dei materiali.

Le dimensioni in pianta delle cassette sono sovente dei sottomultipli delle dimensioni standard delle palette: risulta così possibile costituire – sovrapponendo le cassette su palette – unità di carico di configurazione regolare.

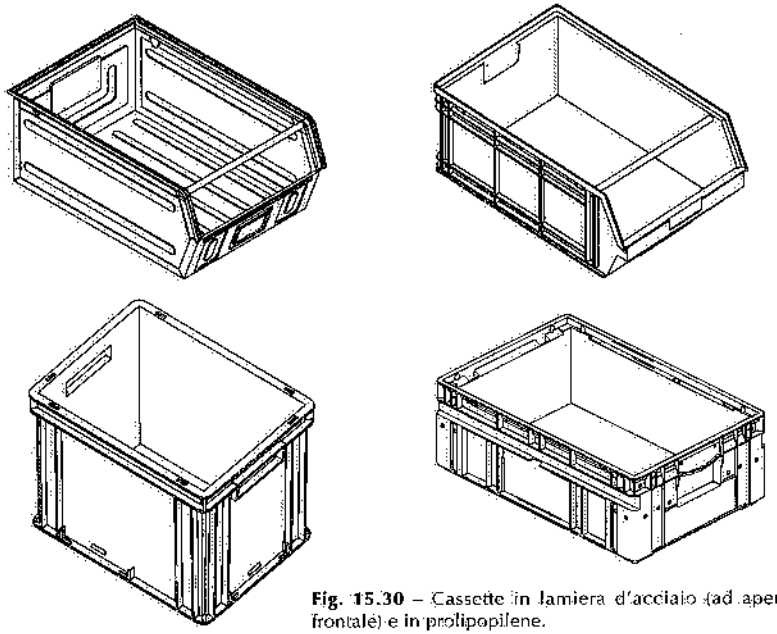


Fig. 15.30 – Cassette in lamiera d'acciaio (ad apertura frontale) e in polipopilene.

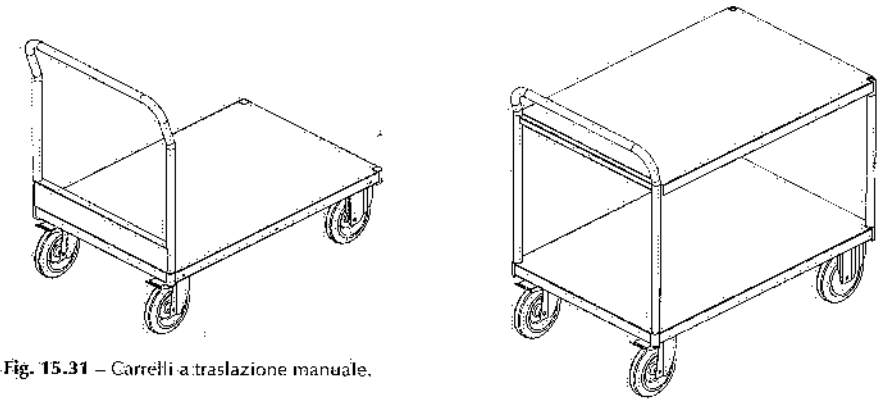


Fig. 15.31 – Carrelli a traslazione manuale.

Quando le cassette non vengono trasportate nei reparti di lavoro sotto forma di unità di carico, ma singolarmente o a gruppi, si utilizzano carrelli a traslazione manuale di diversi tipi e configurazioni (fig. 15.31). L'arresto del carrello è affidato a un freno a pedale.

A proposito di contenitori – o cassette che dir si voglia – utilizzati per alimentare i materiali occorrenti lungo le linee di produzione, le case automobilistiche europee, sull'esempio di quanto realizzato in USA ed in Giappone, hanno costituito un organismo, denominato *Odette*, che – tra altre unificazioni inerenti alla logistica – ha definito una serie di contenitori in plastica con capacità da 5 a 60 dm^3 (fig. 15.32). Tali contenitori sono: modulari, movimentabili in pool tra casa automobilistica e fornitori (con risparmi sui costi di trasporto a vuoto), riciclabili, spostabili sia a mano sia con

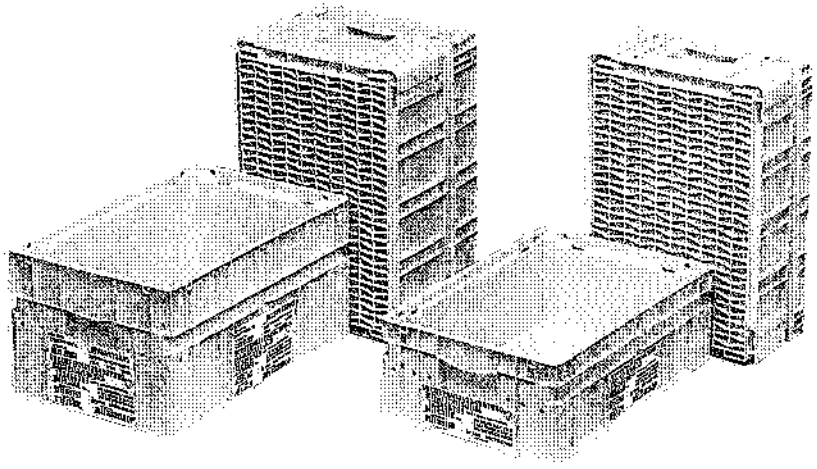
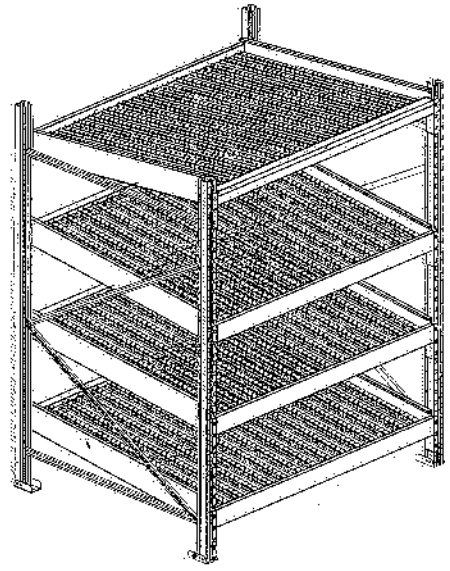


Fig. 15.32 – Contenitori in materiale plastico tipo *Odette*.

presa meccanizzata, palettizzabili su palette standard (eventualmente costruite anch'esse in plastica) ed impilabili tra di loro. Anche i contenitori Odette consentono di minimizzare le scorte presso le linee di produzione, e quindi gli spazi occupati, nonché i tempi di prelievo dei materiali.

La fig. 15.33 riporta uno scaffale adatto per l'alimentazione di componenti lungo le linee di montaggio: i contenitori (sovente tipo Odette), contenenti i materiali occorrenti, sono immessi nei tre piani inferiori e, per gravità, slittano su rotelle verso le postazioni di prelievo; i contenitori vuoti sono successivamente posti sul piano superiore e scorrono verso il fronte opposto, dove vengono prelevati e riportati ai posti di riempimento.



15.7. GESTIONE DEI TRASPORTI INTERNI

La movimentazione dei materiali all'interno degli stabilimenti industriali può essere gestita mediante apparecchiature di comunicazione a radiofrequenza: un sistema informatico consente non solo interventi automatici su singole fasi del flusso logistico, ma coordina centralmente tutte le attività in tempo reale. In sintesi, si tratta di un sistema informatico dedicato che gestisce, via radiofrequenza, terminali portatili o carrellabili (vd. capitoli IV, V e VII).

La fig. 15.34 esemplifica l'applicazione di tale sistema alla gestione della movimentazione dei materiali in un magazzino industriale.

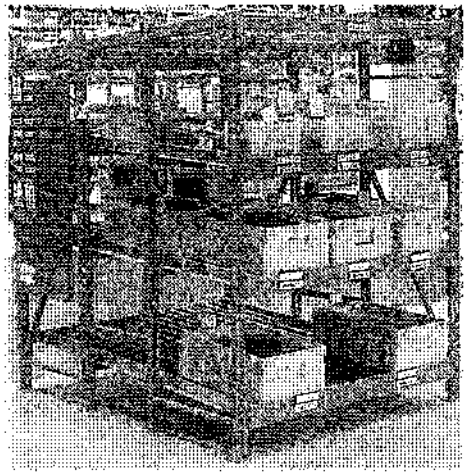


Fig. 15.33 – Scaffale a gravità per l'alimentazione di contenitori ai posti di lavoro.

I terminali, montati su carrelli o palmari, sono connessi a un sistema centrale dedicato che – nel caso dei flussi in ingresso nel magazzino – determina e trasmette la dislocazione ottimale delle unità di carico o dei colli ed il percorso minimo per raggiungerla.

Nel caso dei flussi in uscita, il sistema gestisce l'evasione degli ordini (a comin-

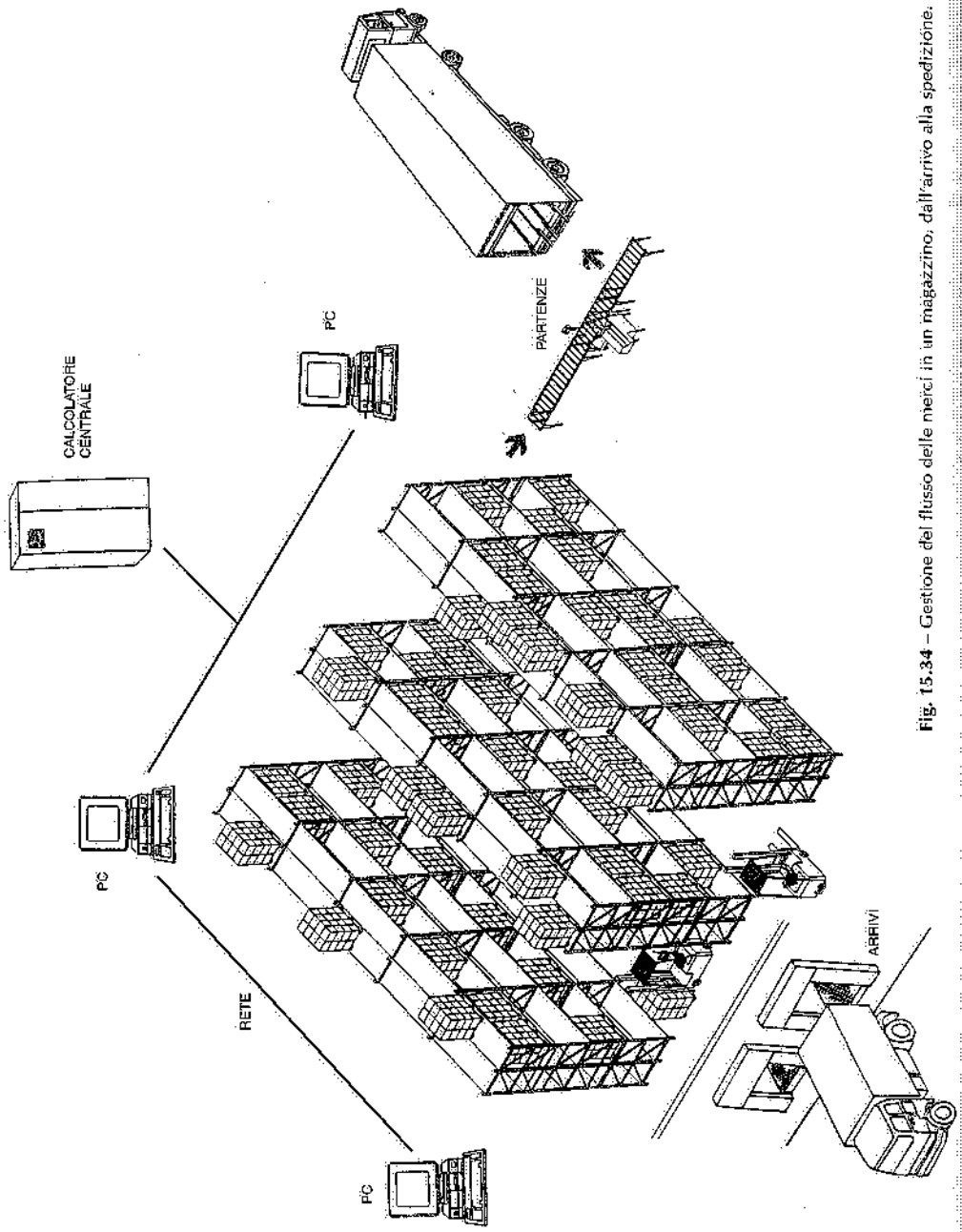


Fig. 15.34 – Gestione del flusso delle merci in un magazzino, dall'arrivo alla spedizione.

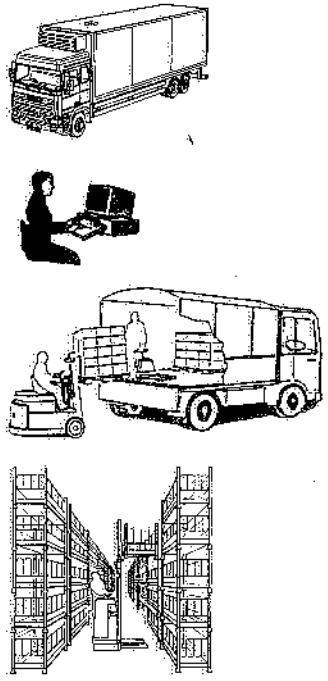
ciare dai prelievi dei prodotti), le operazioni di confezione e spedizione, l'ottimizzazione dei percorsi e dei viaggi.

L'arrivo delle merci nei magazzini e la spedizione dei prodotti finiti richiedono normalmente specifiche operazioni: le più frequenti sono riportate nelle figg. 15.35 e 15.36.

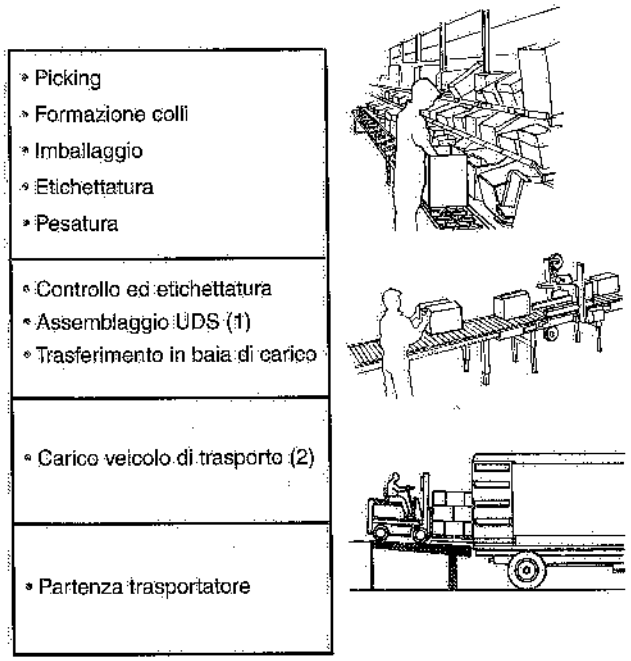
La prima figura riporta il flusso operativo che di solito si riscontra nei reparti di ricevimento dei materiali occorrenti in uno stabilimento industriale. La seconda sintetizza le operazioni sovente eseguite nei reparti di spedizione delle merci a fronte degli ordini ricevuti dai clienti.

Fig. 15.35 – Operazioni previste nel reparto ricevimento merci degli stabilimenti industriali.

- Arrivo trasportatore
- Riconoscimento della merce
- Controllo documenti di trasporto (1)
- Scarico delle merci
- Controllo e conteggio colli
- Formazione UDC (2)
- Prelievo e trasporto UDC
- Immagazzinamento UDC



(1) Eventuale acquisizione automatica dei dati
(2) UDC = unità di carico



(1) UDS = unità di spedizione
(2) Contemporanea stampa del documento di trasporto

Fig. 15.36 – Sequenza di operazioni in un reparto spedizione di prodotti finiti.

15.8. BIBLIOGRAFIA

R. Leclére, *Les stockages dans la production, la distribution et la vente*, Paris, Compagnie Française d'editions.
H. Bolz e G. Hagermann, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.
M. Pierre, *Implantation et Manutentions*, Paris, Dunod.
V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
V. Zignoli, *Vademecum dell'ingegnere*, Torino, Utet.
Allmag – Fami – Fiat Auto – Incas – Unicontainer, *Documentazione tecnica*.

16. Paranchi e argani

16.1. PARANCHI

Il sollevamento dei carichi può essere effettuato ricorrendo ad apparecchi noti come *paranchi* e *argani*.

Il prototipo ed il più semplice di tali mezzi di sollevamento è la *taglia*, nelle versioni semplice e multipla (fig. 16.1).

La taglia semplice è sostanzialmente costituita da una carrucola sospesa ad una staffa e ruotante attorno al proprio asse, sulla cui gola passa una fune o una catena; ad una estremità della fune o della catena viene applicato il carico da sollevare, all'altra estremità la forza motrice (manuale o meccanica) di sollevamento. Al fine di ridurre l'entità di quest'ultima, si accoppiano più taglie semplici, così da formare una taglia multipla.

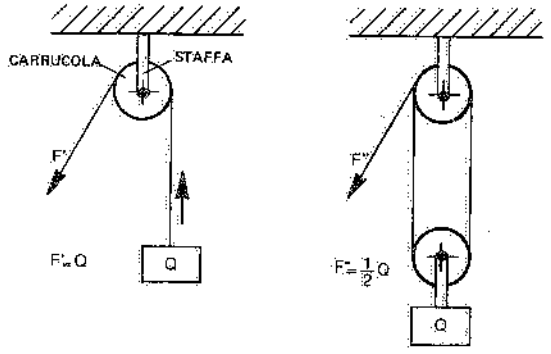


Fig. 16.1 – Schemi di taglie semplice e doppia.

La taglia è caratterizzata dai parametri: portata (1), altezza di sollevamento del carico e forza motrice da applicare alla fune o alla catena di manovra (variabile di solito da 30 a 60 kg_f).

Dalle taglie ai *paranchi a mano* il passo è breve: nel sistema a fune (fig. 16.2), i paranchi si compongono di un tamburo con o senza gole, di un riduttore meccanico racchiuso in un'apposita scatola o carcassa) e di un comando (manuale) munito di

(1) Per "portata" di un mezzo di sollevamento si intende il carico utile massimo che si può movimentare con quel mezzo (esclusi quindi gli organi di presa o aggancio).

freno: il comando può essere affidato ad una o due manovelle, a seconda dello sforzo richiesto. Nel sistema a catena (fig. 16.3), i paranchi si compongono di: una ruota con impronte per la catena di sollevamento; un riduttore meccanico, in genere di tipo epicicloidale; un comando (manuale) a catena calibrata con freno automatico a spinta.

I paranchi a mano sono caratterizzati dagli stessi parametri già indicati per le taglie; possono però raggiungere velocità ed altezze di sollevamento maggiori. Inoltre, a parità di forza motrice, consentono di sollevare carichi più pesanti.

Aumentando il numero delle manovre richieste ad un apparecchio di sollevamento, la motorizzazione dei movimenti di salita e di discesa diventa indispensabile. Si passa così ai *paranchi elettrici e pneumatici*, caratterizzati da notevole compattezza, peso proprio limitato, sicurezza di esercizio.

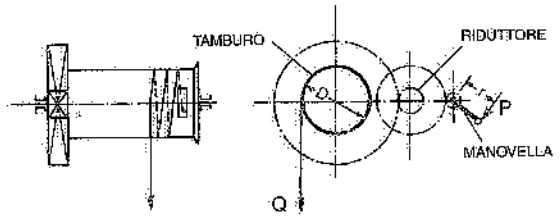


Fig. 16.2 – Schema funzionale di un paranco a fune con sollevamento a mano.

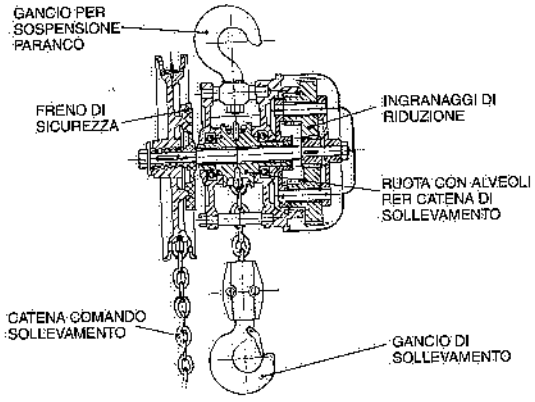


Fig. 16.3 – Paranco a mano con sollevamento del gancio effettuato mediante catena.

I paranchi pneumatici (fig. 16.4) sono azionati da un motore a lamelle o a pistoni assiali; il comando è trasmesso da un deviatore d'aria azionato direttamente o a distanza mediante funicella o catenella. Essi presentano i seguenti vantaggi:

- non provocano scintille (il che li rende adatti per impieghi in ambienti nei quali sussistano pericoli di incendio o esplosione;
- resistono meglio dei paranchi elettrici all'umidità, alle polveri, ai vapori;
- sono meno soggetti alle avarie.

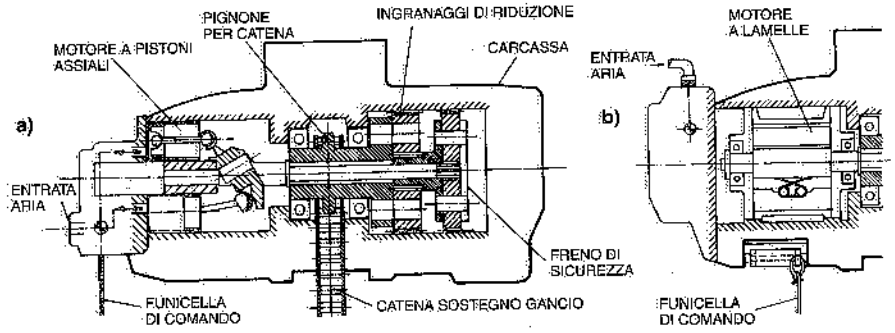


Fig. 16.4 – Paranco pneumatico: a) con motore a pistoni assiali; b) con motore a lamelle.

Per contro, hanno una portata limitata (1500-2000 kg) e, rispetto ai paranchi elettrici, un costo maggiore (a parità di portata), un rendimento globale più basso ed un costo di esercizio più elevato (il fluido motore è aria compressa).

Un paranco elettrico (figg. 16.5 e 16.6) è in genere costituito dalle seguenti parti principali:

- la *carcassa*, racchiudente l'intero paranco e dotata di appositi attacchi per l'appoggio o la sospensione;
- il *tamburo* scanalato sul quale si

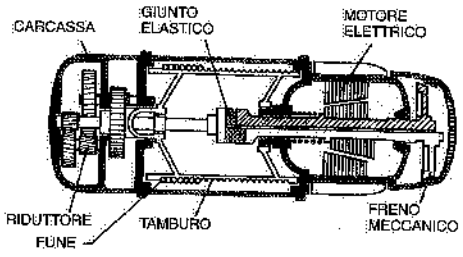
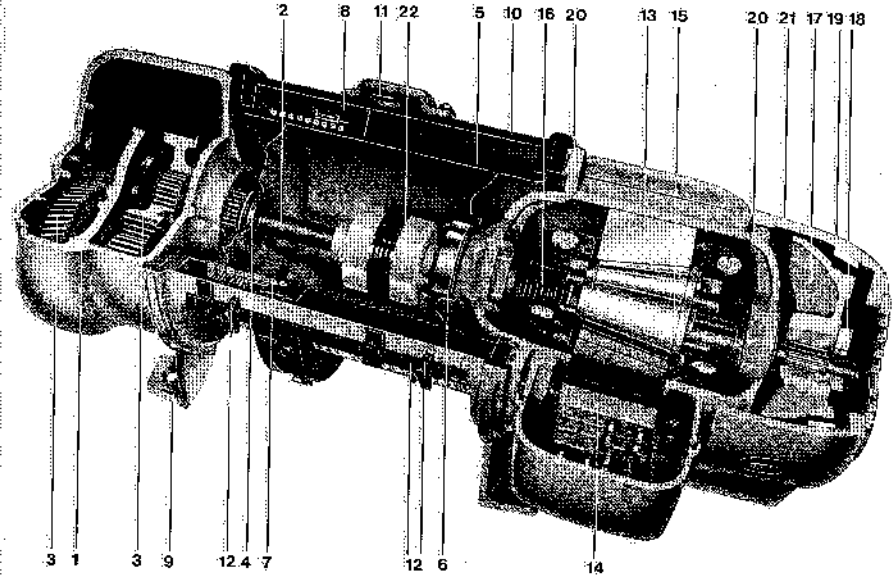


Fig. 16.5 – Paranco elettrico.



1. carcassa del riduttore; 2. albero motore; 3. ingranaggi del riduttore e pignone; 4. albero cavo scanalato; 5. tamburo; 6. supporti del tamburo; 7. fune; 8. anello guida e stringifune; 9. flangia di supporto; 10. mantello; 11. cuneo ancoraggio fune; 12. asta del comando fine corsa; 13. statore con avvolgimenti; 14. interruttore di fine corsa con morsettiera; 15. rotore a indotto conico spostabile; 16. molla del freno; 17. disco del freno e ventilatore; 18. ghiera di registrazione del freno; 19. guarnizione del freno; 20. supporti; 21. calotta del freno; 22. giunto elastico torsionale ed assiale.

Fig. 16.6 – Spaccato di un paranco elettrico con indotto conico.

avvolge la *fune* o la *catena* che sostiene il carico;
- il *motore elettrico*, sovente contenuto nell'interno del tamburo;
- il *riduttore ad ingranaggi* per la trasmissione del moto fra motore e tamburo;
- il *freno*, generalmente calettato sull'albero motore; può essere conico (quando l'indotto del motore è conico) oppure elettromagnetico a dischi o a ceppi;
- il *bozzello* (fig. 16.7), comprendente una o più pulegge di rinvio ed il gancio (munito di dispositivo di sicurezza per impedire la fuoriuscita della fune o della catena sopportante il carico); al gancio viene appeso il carico da sollevare, sia tramite funi o catene ("imbracatura") sia mediante appositi attrezzi (*implement*) atti alla movimentazione di determinati colli e unità di carico (nel capitolo dedicato ai carriponte esamineremo gli implement più adottati in pratica per la movimentazione dei carichi); il gancio può ruotare attorno ad un asse verticale ed è sopportato da un cuscinetto reggispinta; la sezione del gancio è di solito trapezoidale, con la base maggiore verso l'interno, dove più intensa è la sollecitazione di trazione;
- l'*apparecchiatura elettrica* per il comando del motore di sollevamento (e, quando c'è, di quello di traslazione): il comando si esercita mediante pulsantiera, pensile dal paranco o fissa a parete: è previsto un interruttore di fine corsa di sicurezza che interrompe la corrente al motore onde impedire che il bozzello, continuando la corsa in salita, urti contro la carcassa ovvero, continuando la corsa in discesa, provochi lo svolgimento di tutte le spire della fune (per assicurare l'ancoraggio di queste ultime sul tamburo è necessario che almeno due spire rimangano sempre avvolte).

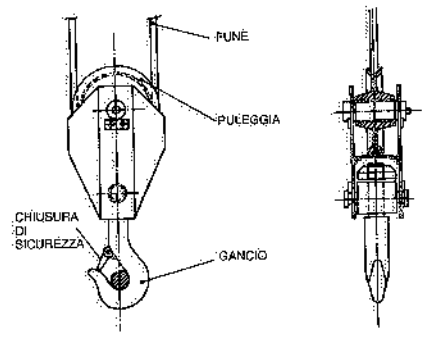


Fig. 16.7 – Bozzello a una puleggia.

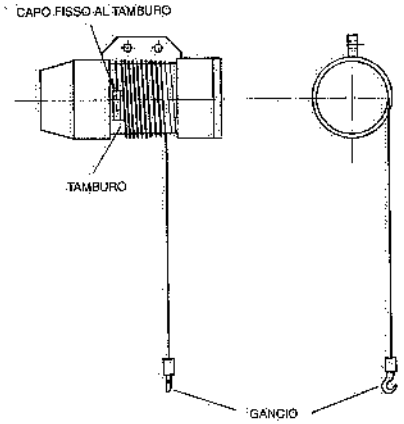


Fig. 16.8 – Paranco a un tiro di fune.

Si precisa ancora che i paranchi possono avere uno, due, quattro, otto o più tiri o tratti di fune (vd. figg. 16.8-16.9-16.10-16.11).

Fino a 2000 kg_f di portata, le funi sono sovente sostituite da catene, a uno o – più spesso – due tiri. Oltre tale portata si ricorre a paranchi a fune con quattro od otto tiri.

16.2. CRITERI DI SCELTA DEI PARANCHI

La scelta di un paranco elettrico può essere fatta prendendo in considerazione, da una parte i vincoli geometrici propri di ciascuna utilizzazione (fig. 16.12), dall'altra le

"Regole per il calcolo degli apparecchi di sollevamento" della F.E.M. (2). Tali regole classificano i paranchi in base alle condizioni di impiego (tipo di carico e ciclo di funzionamento), favoriscono la costruzione in serie degli stessi e permettono di proporzionare per la massima durata le parti meccaniche costituenti. In particolare, le regole F.E.M. consentono di dimensionare le parti dei paranchi soggette a sollecitazione dinamica (e quindi destinate ad avere una durata limitata, come i riduttori, i cuscinetti, le funi, i motori) in modo che esse possano lavorare per un periodo sufficientemente lungo, senza tuttavia risultare sovradimensionate. Poiché la resistenza di tali parti dipende dalla frequenza di impiego (tempo di funzionamento) e dall'entità delle sollecitazioni (carico sollevato in prevalenza), le regole F.E.M. suddividono i mezzi di sollevamento in *classi*, tenendo conto del *tipo di carico* e del *tempo medio di funzionamento giornaliero*. Quest'ultimo (espresso in ore) è dato dalla relazione

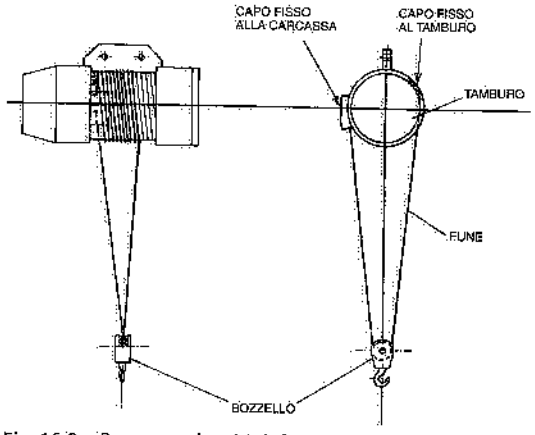


Fig. 16.9 – Paranco a due tiri di fune.

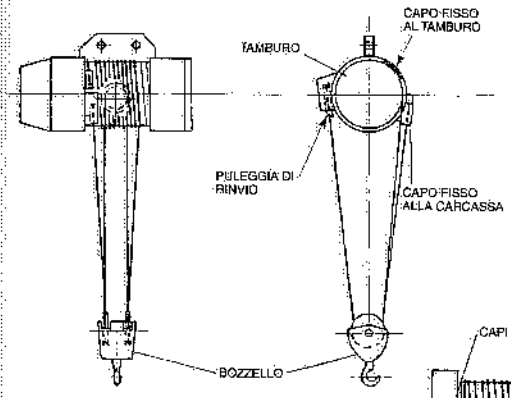


Fig. 16.10 – Paranco a quattro tiri di fune.

$$(16.1) \qquad \frac{2H_m \cdot C \cdot h/g}{60 \cdot v}$$

dove:

H_m = corsa o altezza di sollevamento media del gancio (m);

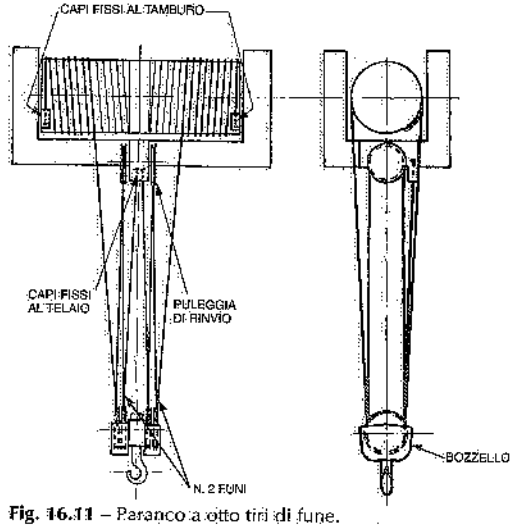


Fig. 16.11 – Paranco a otto tiri di fune.

(2) Fédération Européenne de la Manutention, "Règles de calcul pour appareils de levage de série".

C = numero di cicli all'ora richiesti al paranco;
h/g = numero di ore lavorative al giorno;
v = velocità del gancio (m/min).

Dal punto di vista del *tempo medio di funzionamento*, la F.E.M. 9511 definisce nove classi, contrassegnate con i simboli $V_{0,06}$ -$V_{0,12}$ -$V_{0,25}$ -$V_{0,5}$ -V_1 -V_2 -V_3 -V_4 -V_5, nei quali gli indici corrispondono al numero massimo di ore di funzionamento durante il giorno lavorativo.

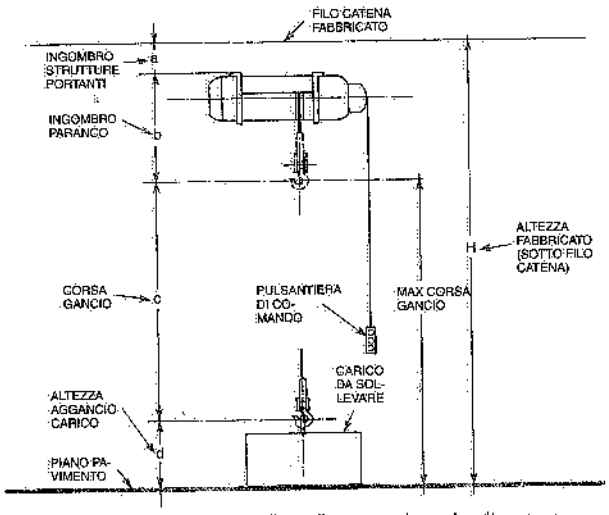


Fig. 16.12 – Fattori geometrici che influenzano la scelta di un paranco.

Il *tipo di carico* dipende dalla misura in cui viene utilizzata la portata del paranco: da questo punto di vista la norma F.E.M. definisce quattro tipi di carichi, contraddistinti dalle sollecitazioni cui sono sottoposti i meccanismi, e precisamente:

1. *leggeri*: sollecitazioni quasi mai massime, correntemente molto basse;
2. *medi*: sollecitazioni spesso massime, correntemente basse;
3. *pesanti*: sollecitazioni sovente massime, correntemente medie;
4. *molto pesanti*: sollecitazioni di norma vicine alle massime.

Ciascun tipo di carico è caratterizzato da un fattore di carico k denominato *fattore cubico medio* (3), che assume rispettivamente i seguenti valori:

$$k_1 \leqslant 0{,}50; \quad 0{,}50 < k_2 \leqslant 0{,}63; \quad 0{,}63 < k_3 \leqslant 0{,}80; \quad 0{,}80 < k_4 \leqslant 1{,}00$$

In base al tempo medio di funzionamento ed ai tipi di carico, la F.E.M. 9511 individua otto classi (o gruppi) di meccanismi per paranchi in ordine crescente di sollecitazione (le indicazioni in verticale si equivalgono):

(3) Tale denominazione prende le mosse dalla definizione stessa di k:

$$k = \sqrt[3]{(\beta_1+\gamma)^3 \cdot t_1 + (\beta_2+\gamma)^3 \cdot t_2 + \cdots + \gamma^3 \cdot t_a}$$

dove:

$$\beta = \frac{\text{carico utile}}{\text{carico nominale}}; \qquad \gamma = \frac{\text{peso degli accessori}}{\text{carico nominale}}$$

$$t = \frac{\text{tempi di funzionamento con carico utile e pesi accessori}}{\text{tempo di funzionamento totale}}$$

$$t_a = \frac{\text{tempo di funzionamento coi soli pesi accessori}}{\text{tempo di funzionamento totale}}$$

N.B. Il peso degli accessori sollevati può comprendere il bozzello, il gancio, la traversa, la benna.

$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
M 1	M 2	M 3	M 4	M 5	M 6	M 7	M 8

La tab. 16.I mette in rilievo la correlazione fra tempo di funzionamento, tipo di carico e classi F.E.M.

Tabella 16.I – Correlazione fra tempo di funzionamento giornaliero, tipo di carico e classi F.E.M.

Tipo di carico	Fattore cubico medio	Classe di funzionamento								
		V 0,06	V 0,12	V 0,25	V 0,5	V 1	V 2	V 3	V 4	V 5
		Tempo medio di funzionamento (ore/giorno)								
		⩽ 0,12	⩽ 0,25	⩽ 0,5	⩽ 1	⩽ 2	⩽ 4	⩽ 8	⩽ 16	> 16
1.	$k \leqslant 0{,}50$			$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m
2.	$0{,}50 < k \leqslant 0{,}63$		$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
3.	$0{,}63 < k \leqslant 0{,}80$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	
4.	$0{,}80 < k \leqslant 1{,}00$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m		

Esaminando da vicino la classificazione introdotta dalla norma F.E.M., si rileva che i valori limite del fattore cubico medio aumentano del fattore moltiplicativo 1,25, mentre i tempi limite medi di funzionamento giornaliero (espressi in ore) aumentano del fattore moltiplicativo 2. Di conseguenza, il prodotto di k^3 per il tempo di funzionamento è costante all'interno di ciascun gruppo. Così, per il gruppo $1B_m$:

$$0{,}50^3 \cdot 2 \approx 0{,}63^3 \cdot 1 \approx 0{,}80^3 \cdot 0{,}5$$

e il gruppo $1A_m$=

$$0{,}50^3 \cdot 4 \approx 0{,}63^3 \cdot 2 \approx 0{,}80^3 \cdot 1$$

In altre parole, per ogni tipo di carico, passando da un gruppo F.E.M. al gruppo superiore, il tempo di funzionamento aumenta del fattore 2, mentre la portata ammissibile si riduce del fattore 1,25.

Così, un paranco da 5000 kg_f di portata per funzionamento nel gruppo $1B_m$, può essere utilizzato anche in altri gruppi con le seguenti variazioni di portata (a parità di tipo di carico):

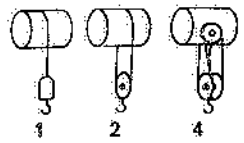
gruppo		portata (kg_f)
.....		.....
M3	$1B_m$	5000
M4	$1A_m$	4000
M5	2_m	3200
.....		.....

E ancora, nell'ambito di ciascun gruppo, il tempo di funzionamento può raddoppiare se si diminuisce il carico limite di 1,25 (e viceversa).

La tab. 16.II fornisce una classificazione di paranchi elettrici in base alle regole F.E.M., tenendo anche conto di una distinzione fra tre sistemi di sollevamento: a uno, a due e a quattro tiri di fune (vd. più avanti).

Come evidenzia l'esempio riportato su tale tabella, la scelta di un paranco può

Tabella 16.II – Classificazione di una serie di paranchi elettrici.



Tiri di fune (tamburo a 1 scanalatura)

1 2 4

Portata (kg_f)

Tipo di carico	Tempo medio di funzionamento (ore/giorno)					
1. leggero	fino a 2	2-4	4-8	8-16	oltre 16	–
2. medio	fino a 1	1-2	2-4	4-8	8-16	oltre 16
3. pesante	fino a 0,5	0,5-1	1-2	2-4	4-8	oltre 8
4. molto pesante	fino a 0,25	0,25-0,5	0,5-1	1-2	2-4	oltre 4

1	2	4	Paranchi elettrici – Classe					
160	320	630						5_m
200	400	800					4_m	
250	500	1000				3_m		
320	630	1250			2_m			
400	800	1600		$1A_m$				
500	1000	2000	$1B_m$			3_m		
630	1250	2500			2_m			5_m
800	1600	3200		$1A_m$			4_m	
1000	2000	4000	$1B_m$			3_m		
1250	2500	5000			2_m		4_m	
1500	3000	6000		$1A_m$		3_m		
2000	4000	8000			2_m		4_m	
2500	5000	10000		$1A_m$		3_m		5_m
3200	6300	12500			2_m		4_m	
4000	8000	16000		$1A_m$		3_m		
5000	10000	20000			2_m			
	12500	25000		$1A_m$				

Esempio:

Portata: 5000 kg_f *Tipo di carico*: medio *tiri di fune*: n. 2

Corsa media gancio: $H_m = 4$ m

Cicli/ora: $C = 20$

Ore lavorative giornaliere $h/g = 8$

Velocità del gancio: $v = 12$ m/min.

Tempo medio di funzionamento giornaliero: $\frac{2 \cdot H_m \cdot C \cdot h/g}{60 \cdot v} = \frac{2 \times 4 \times 20 \times 8}{60 \times 12} = 1{,}78$ ore

Il modello di paranco occorrente appartiene al gruppo FEM $1A_m$.

essere effettuata nel modo seguente: nota la portata e scelto il numero di tiri di fune, si individuano il tipo di carico, la corsa media del gancio ed il numero di cicli orari. Si sceglie quindi la velocità di sollevamento del gancio (le case costruttrici indicano valori standard di tale velocità in funzione della portata e del numero di tratti di fune, vd. tabella 16.III) e si valuta il tempo medio di funzionamento giornaliero (ore lavorative al giorno). Si può allora individuare il modello di paranco più adatto allo scopo, le cui parti componenti risultano dimensionate per una durata ottimale.

Tabella 16.III – Alcuni dati tecnici di paranchi frequentemente impiegati.
La corsa del gancio varia sovente da 3 a 4 m per i paranchi a catena e da 6 a 12 m per i paranchi a fune.

Paranchi	Portata kg_f	Classe FEM(*)	Velocità m/min(**)	
a catena (2 tiri)	250	2_m	4	4/1
	500	2_m	4	4/1
	1.000	$1A_m$	4	4/1
	2.000	$1A_m$	4,5	4,5/1,1
a fune (4 tiri)	3.200	$1A_m$	4	4/1
	5.000	$1A_m/2_m$	4	4/0,6
	6.300	$1A_m$	4	4/0,6
	10.000	$1B_m/1A_m$	4	4/0,6

(*) Per lavori gravosi si ricorre alle classi più elevate (2_m-3_m-4_m).
(**) I valori riportati riguardano motori a una e a due velocità.

Con il paranco, si deve scegliere il relativo motore di sollevamento. A tale fine, occorre anzitutto valutare la potenza assorbita dal motore per il sollevamento di un carico Q (kg_f) o Q*(N) : a regime, tale potenza vale (in kW):

$$N_R = \frac{Q \cdot v}{102 \cdot \eta \cdot 60} = \frac{Q^* \cdot v}{1000 \cdot \eta \cdot 60} \qquad (16.2)$$

ed è quindi funzione del carico, del rendimento meccanico della macchina η (mediamente 0,7÷0,9) e della velocità di sollevamento v (m/min.) (4).

Ma la scelta del motore elettrico dipende anche dai seguenti fattori:

- numero di cicli orari richiesti al paranco;
- numero di inserzioni orarie del motore;
- rapporto di intermittenza R.I., definito come il rapporto fra il tempo di funzionamento del motore del paranco ed il tempo totale considerato (di regola, ci si riferisce a 10 minuti):

$$R.I. = \frac{\Sigma \text{ tempi di funzionamento}}{\Sigma \text{ tempi di funzionamento} + \Sigma \text{ tempi di arresto}} 100\% = \frac{t_s + t_d}{T} 100\%$$

dove:

t_s = tempo di salita (minuti);

t_d = tempo di discesa (minuti);

(4) La velocità massima di sollevamento dei paranchi elettrici non supera i 25 m/min., salvo che per paranchi di portata inferiore ai 1000 kg_f ovvero 10.000 N. Per tali valori di v si può fare a meno di considerare la potenza assorbita all'avviamento per vincere la forza d'inerzia.

T = durata totale di un ciclo (≤ 10 minuti), comprendente le fasi di sollevamento-fermata-discesa-fermata.

Il R.I. si riferisce alla potenza nominale, ossia ad un funzionamento del paranco a pieno carico (tanto in salita, quanto in discesa).

Il numero di cicli orari vale:

$$C = \frac{60}{T} = 60 \cdot \frac{R.I.}{(t_s + t_d)100}$$

Ma $t_s = H_m/v_s$ e $t_d = H_m/v_d$, essendo H_m la corsa o altezza di sollevamento media del gancio (in metri) e v_s, v_d le velocità di sollevamento e di discesa del gancio stesso (in m/min). Supponendo v_d uguale a v_s, si può scrivere:

$$C \approx 0{,}3\,R.I.\,\frac{v}{H_m} \tag{16.3}$$

La (16.3) consente anche di valutare il valore massimo della corsa del gancio, la quale non può essere superiore a quanto consentito dal R.I. riferito ad un ciclo di 10 minuti: dovendo cioè essere $H_{max} \leq 0{,}3$ R.I. v/C, risulterà:

$$H_{max} \leq \frac{R.I.\,v}{20} \tag{16.4}$$

Se la (16.4) è soddisfatta, non si supera il numero ammissibile di inserzioni.

In pratica, si ricava R.I. dalla (16.3) e si verifica che la (16.4) risulti soddisfatta.

I cataloghi dei costruttori di paranchi forniscono le potenze dei motori elettrici per alcuni valori del rapporto di intermittenza, scelti fra i seguenti: 25 - 30 - 40 - 50 - 60%. Ovviamente, la portata nominale di un motore diminuisce all'aumentare del rapporto di intermittenza.

La tab. 16.IV indica alcuni esempi di classificazione dei paranchi elettrici in base alle regole sopra riportate.

Sovente è richiesta una seconda velocità di sollevamento ridotta rispetto alla velocità principale (per movimenti di avvicinamento o aggiustaggio). Tale velocità ausiliaria può essere ottenuta con ingranaggeria epicicloidale azionata da apposito motore.

Tabella 16.IV – Esempi di classificazione di paranchi elettrici secondo le norme F.E.M.

Tipo di carico	Tempo medio di funzionamento giornaliero (ore)					
Leggero	≤ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 8	8 ÷ 16	> 16	> 16
Medio	≤ 1	1 ÷ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 8	8 ÷ 16	> 16
Pesante	≤ 0,5	0,5 ÷ 1	1 ÷ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 8	8 ÷ 16
Molto pesante	≤ 0,25	0,25 ÷ 0,5	0,5 ÷ 1	1 ÷ 2	2 ÷ 4	4 ÷ 8
Gruppi F.E.M. / Impieghi	$1\,B_m$	$1\,A_m$	2_{m}	3_m	4_m	5_m
Centrali elettriche						
Servizio sala macchine						
Servizio di montaggio						
Officine						
Fonderie						
Parchi rottami						
Magazzini						

16.3. PARANCHI SCORREVOLI SU MONOROTAIA

Finora ci siamo occupati di mezzi di sollevamento fissi: la carcassa dei paranchi destinati alla semplice movimentazione verticale dei carichi è dotata di apposite orecchie o piedini (fig. 16.13) a seconda che devono essere sospesi o appoggiati alle strutture portanti.

Sono però entrati nell'impiego corrente, paranchi montati su carrelli i quali possono traslare su appositi profilati (fig. 16.14) sovente denominati "monorotaie". Nel caso più semplice, tali carrelli (fig. 16.15) sono costituiti da due piastre di acciaio sopportate da ruote (una, due o più coppie) montate su cuscinetti a rotolamento o, più raramente, su bronzine.

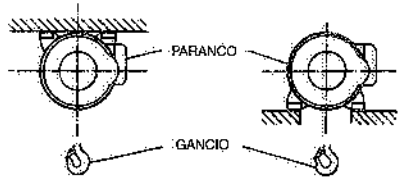


Fig. 16.13 – Modalità di installazione dei paranchi elettrici sospesi e appoggiati.

I carrelli sono dotati di rulli di guida laterali oppure le ruote hanno un bordino di guida. Le ruote rotolano sulle ali inferiori di profilati IPN o IPE o speciali (fig. 16.15). Ovviamente, il profilato su cui trasla il paranco deve avere un'altezza minima fra ala inferiore ed ala superiore, tale da consentire il passaggio delle ruote del carrello. A volte, quando le vie di corsa sono costituite da travi IPE o IPN, fra le ruote e

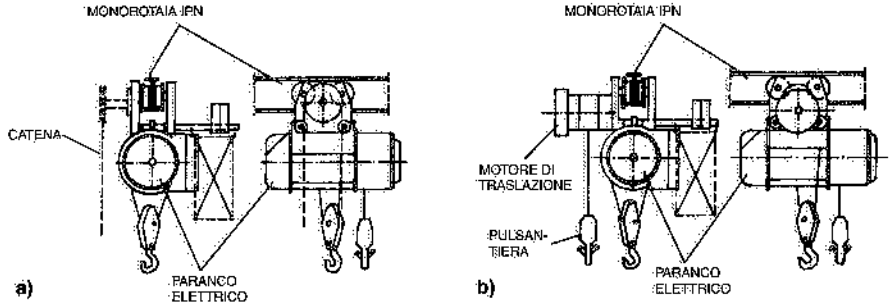


Fig. 16.14 – Paranco scorrevole su una via di corsa aerea o monorotaia: a) traslazione manuale tramite catena; b) traslazione elettrica.

l'ala inferiore del profilato si interpone una "piastra di usura" destinata ad evitare il logorio e l'effetto di laminazione che si determinerebbero sul profilato stesso a seguito dei ripetuti passaggi delle ruote (fig. 16.16d).

Le monorotaie su cui scorre il paranco possono essere rettilinee o curve: in quest'ultimo caso si devono preventivamente individuare i raggi minimi di curvatura che consentono ancora uno

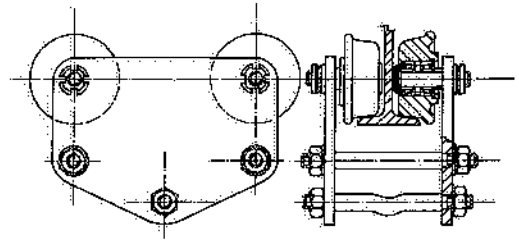


Fig. 16.15 – Carrello porta-paranco scorrevole su una via di corsa a IPN.

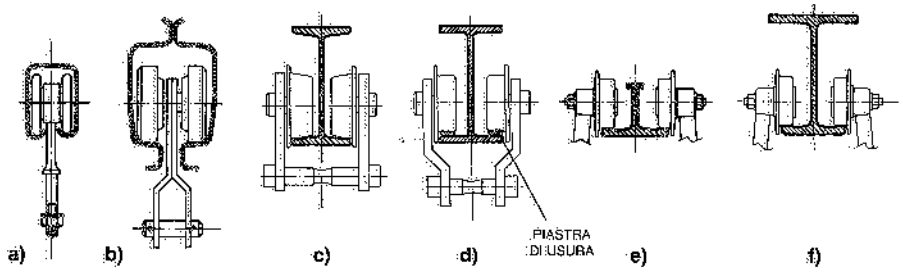


Fig. 16.16 – Vie di corsa per paranchi.

scorrimento senza impuntamenti del carrello porta-paranco.

I tratti in salita non devono superare la pendenza del 2%.

All'occorrenza, sulle monorotaie si installano scambi (a comando manuale o automatico) dei quali la fig. 16.17 fornisce alcuni esempi.

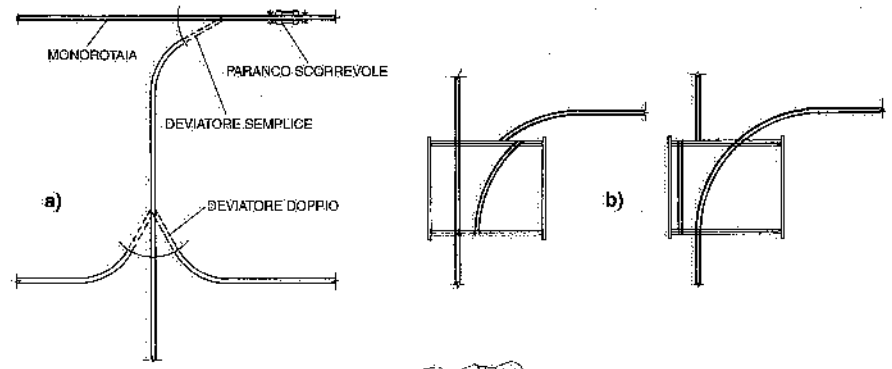


Fig. 16.17 – Alcuni esempi di scambi installati su monorotaie per paranchi: a) scambi a deviatori; b) scambio con traslazione di un tratto di monorotaia e, nel caso di paranchi con traslazione elettrica, della relativa linea di alimentazione.

La via di corsa viene fissata alla struttura di copertura del fabbricato o ad apposite travi di ripartizione, in modo che siano contemporaneamente soddisfatte due condizioni: facilità di allineamento e di fissaggio; possibilità di montaggio e smontaggio senza interventi sulle strutture di copertura.

Le figg. 16.18 e 16.19 forniscono due esempi di fissaggio di vie di corsa alle strutture di copertura di fabbricati industriali costruiti in profilati di acciaio: nei casi illustrati, le vie di corsa passano in corrispondenza dei nodi inferiori delle travi di copertura. Assai più sovente, però, le vie di corsa vengono a trovarsi in punti intermedi e pertanto gli staffaggi ai nodi sostengono travi di ripartizione alle quali si sospendono le vie di corsa stesse (fig. 16.20).

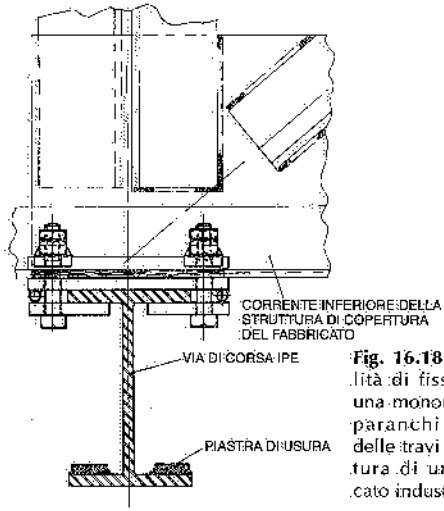


Fig. 16.18 – Modalità di fissaggio di una monorotaia per paranchi ai nodi delle travi di copertura di un fabbricato industriale.

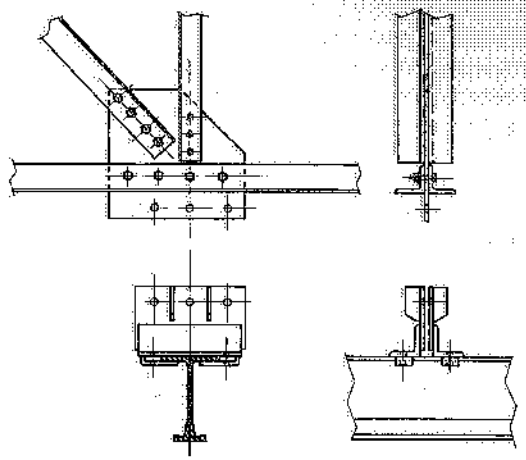


Fig. 16.19 – Sospensione di una monorotaia al nodo di un fabbricato industriale in struttura di acciaio.

La traslazione dei paranchi sulle vie di corsa può avvenire mediante spinta (fig. 16.21) esercitata sul carico oppure mediante catena e ruota motrice (fig. 16.14a); più spesso, però, la traslazione è motorizzata (fig. 16.14b), con due delle ruote portanti motrici (5). In quest'ultimo caso, l'alimenta-

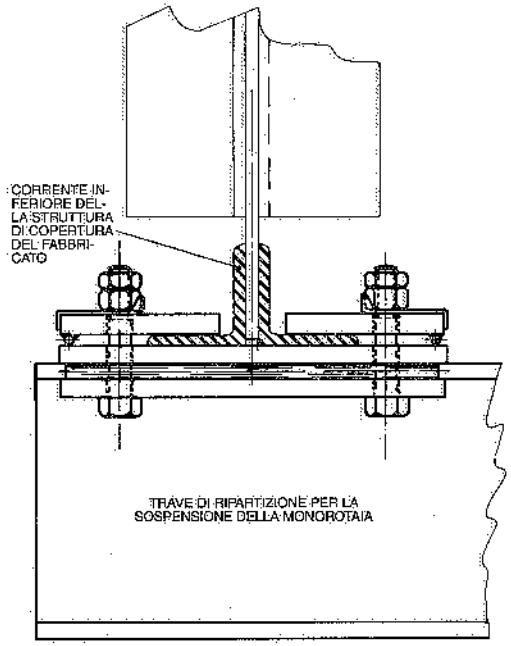


Fig. 16.20 – Esempio di fissaggio di una trave di ripartizione ai nodi delle strutture di copertura di un fabbricato industriale.

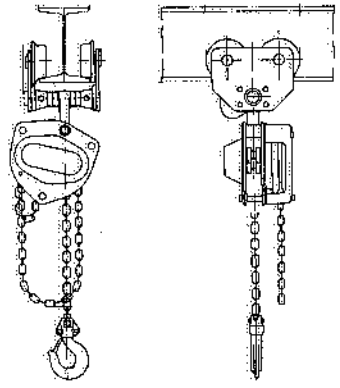


Fig. 16.21 – Paranco con sollevamento del gancio mediante catena e traslazione lungo la via di corsa mediante spinta esercitata sul carico.

(5) Di regola, le ruote motrici sono munite di corona dentata o vengono mosse da un pignone calettato sull'albero lento di un riduttore ad ingranaggi; un motore elettrico flangiato al riduttore assicura il movimento.

zione dell'energia elettrica al paranco può essere assicurata per mezzo di:

- *rotaiette rigide con bulbo di rame* eventualmente protetto (fig. 16.22): si tratta di un sistema di alimentazione adatto per carichi gravosi movimentati all'aperto;
- *conduttori in cavo flessibile*, sostenuto, lungo la via di corsa, da carrelli scorrevoli dentro una canalina fissata alle ali del profilato costituente la monorotaia (fig. 16.23): tale sistema è sconsigliabile quando la via di corsa ha una lunghezza superiore a 20-30 m;
- *conduttori nudi racchiusi in una canalina di protezione* con contatti scorrevoli (fig. 16.24): è la soluzione più usata per vie di corsa medio-lunghe.

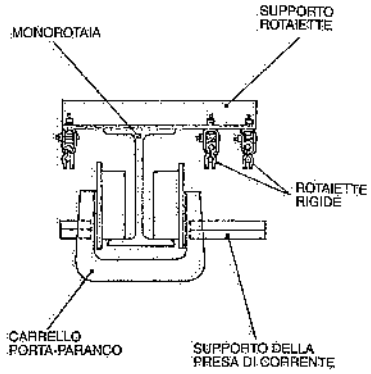


Fig. 16.22 – Alimentazione dell'energia elettrica ad un paranco scorrevole su monorotaia mediante rotaiette rigide.

La velocità di traslazione dei paranchi su monorotaia non supera di regola i 40 m/min.

Com'è facile comprendere, passando dal paranco fisso al paranco mobile su monorotaia, si aumenta il campo d'azione dei paranchi da una limitata area sottostante il gancio ad una striscia ristretta, ma lunga quanto la via di corsa. Con i carriponte – di cui si dirà nel capitolo successivo – è invece possibile movimentare dall'alto i carichi nell'ambito di una zona ancora lunga quanto le vie di corsa, ma più larga di quella servita dal semplice paranco scorrevole su monorotaia.

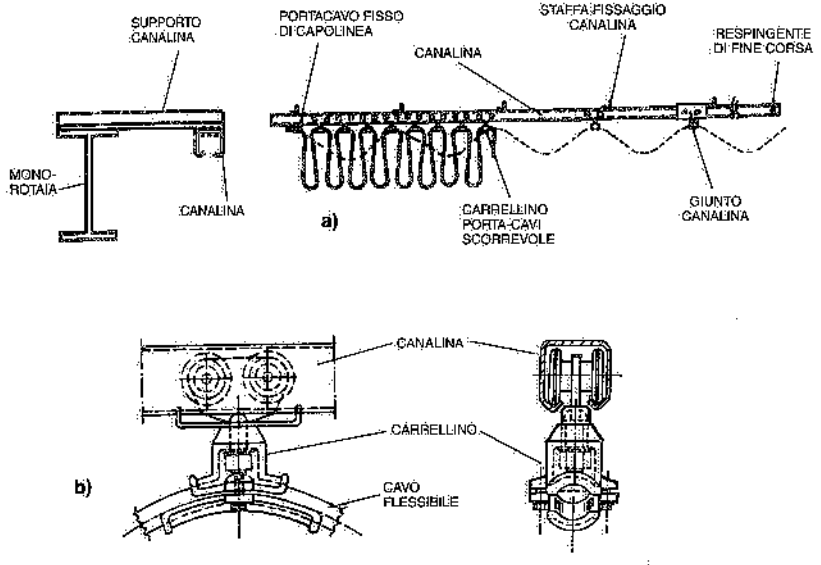


Fig. 16.23 – Alimentazione dell'energia elettrica ad un paranco scorrevole su monorotaia mediante cavi flessibili: a) linea di alimentazione con cavi a festoni; b) particolare di un carrellino porta-cavi scorrevole.

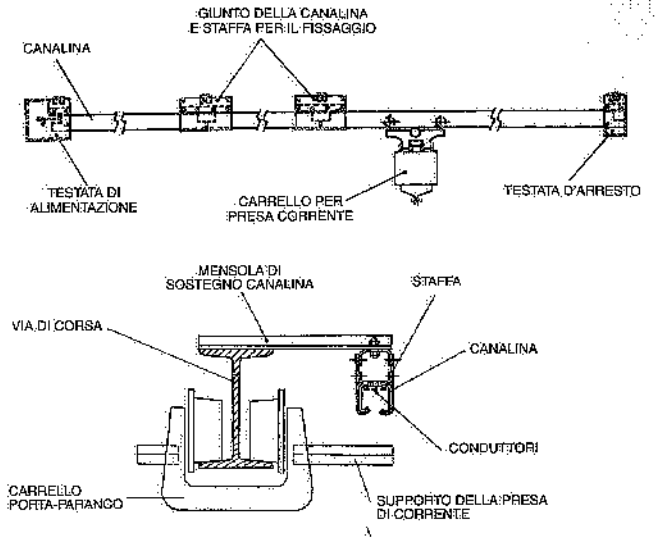


Fig. 16.24 – Alimentazione dell'energia elettrica ad un paranco scorrevole su monorotaia mediante conduttori racchiusi dentro una canalina di protezione (blindotrolley).

La potenza N (in kW) necessaria per imprimere una velocità di traslazione v al paranco vale:

$$N = \frac{F\,v}{102\,\eta'} \tag{16.5}$$

dove

$$F = \mu\frac{P}{R} + f\frac{P}{R}r + \frac{P}{1000}w_1 \tag{16.6}$$

rappresenta la resistenza al moto (in kg_f), essendo:

- v la velocità di traslazione del paranco (ms/s);
- η' il rendimento meccanico del motoriduttore (mediamente 0,7÷0,9);
- P il carico da traslare più il peso del paranco e del carrello (kg_f);
- R il raggio della ruota del carrello porta-paranco (cm);
- r il raggio del perno (cm);
- μ il parametro di attrito volvente (0,05÷0,08 cm);
- f il coefficiente di attrito nei perni (0,1 nel caso di bussole lisce e 0,01÷0,04 nel caso di cuscinetti a rotolamento);
- w_1 la resistenza unitaria dovuta ad attriti accidentali, quali la imperfetta posa in opera della via di corsa, l'attrito fra il bordino delle ruote e la via di corsa, l'imperfetto montaggio dei cuscinetti (in pratica, si assume $w_1 = 5÷6$ kg_f/t per ruote montate su bronzine e $w_1 = 3÷5$ kg_f/t per ruote montate su cuscinetti a rotolamento).

A titolo indicativo, si può ritenere che, nel caso di ruote montate su cuscinetti a sfera, la resistenza totale al moto F risulti pari a 6÷10 kg_f/t.

Valutando la resistenza al moto F in newton (F*), la (16.5) diventa:

$$N = \frac{F^* \cdot v}{1000\,\eta} \qquad (16.5\ bis)$$

I comandi di sollevamento del gancio e di traslazione (elettrica) del paranco si eseguono mediante una pulsantiera pensile dal paranco oppure scorrevole sulla monorotaia indipendentemente dal paranco stesso.

Per impieghi particolari, al paranco può essere aggiunta una cabina destinata al manovratore (fig. 16.25): tale soluzione presuppone ovviamente la traslazione motorizzata del paranco. In altri casi, quando le posizioni di carico e scarico sono fisse e ben individuate, si può prevedere la preselezione dei punti di arresto del paranco.

Per il dimensionamento delle vie di corsa, si rimanda alle formule della Scienza delle Costruzioni per travi appoggiate a una o più campate ed alle norme CNR-UNI o F.E.M. disponibili in proposito. Nel capitolo dedicato ai carriponte, sono richiamate alcune di tali nozioni e riportati elementi che facilitano la valutazione delle sollecitazioni cui le vie di corsa dei carriponte stessi sono soggette; quelle indicazioni risultano ovviamente applicabili anche al dimensionamento delle monorotaie per lo scorrimento dei paranchi.

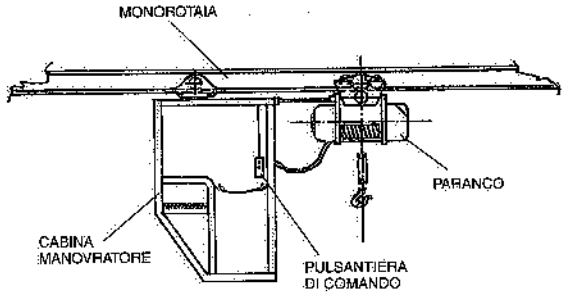


Fig. 16.25 – Paranco scorrevole su monorotaia con cabina per il manovratore.

Si deve inoltre verificare la resistenza delle ali inferiori delle vie di corsa alle sollecitazioni indotte dalle ruote dei carrelli porta-paranchi. In pratica, si considera reagente al carico P una sezione in corrispondenza dell'attacco dell'ala all'anima, avente una lunghezza pari a 2 volte lo sbalzo a (fig. 16.26) ed un'altezza pari allo spessore h dell'ala in quel punto. La sollecitazione massima vale allora:

$$\sigma = \frac{Pa}{W} \approx \frac{3P}{h^2} \qquad (16.7)$$

In definitiva, il dimensionamento della monorotaia si effettuerà tenendo conto di tale σ e della flessione generale σ_1 della putrella (considerata come una trave appoggiata su due o più appoggi) mediante la relazione:

$$\sigma_{id.} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma^2 - \sigma_1 \cdot \sigma} \leqslant \sigma_{amm.}$$

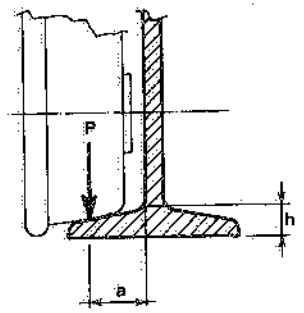


Fig. 16.26 – Verifica a flessione della mensola costituita dall'ala inferiore di un IPN sollecitato dal carico P trasmesso dalla ruota del carrello di traslazione di un paranco.

16.4. ARGANI

Per portate superiori a 10.000 kg_f e per servizi gravosi, i paranchi sono sostituiti dagli *argani* (fig. 16.27): questi sono montati su una incastellatura metallica, la quale sovente deve scorrere su rotaie (caso degli argani dei carriponte); in quest'ultima evenienza, essa prende la forma di un carrello, denominato carrello-argano. Altre applicazioni degli argani si hanno nei montacarichi, nelle funivie e seggiovie, nei cabestani (6).

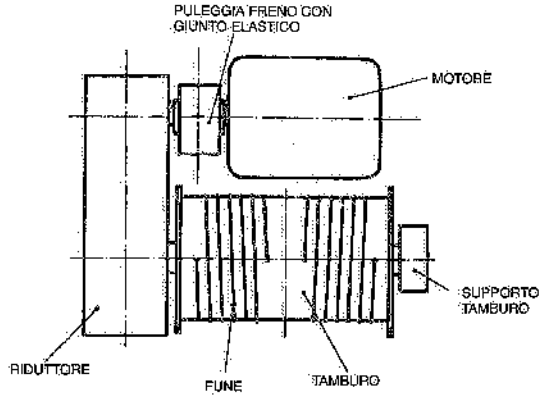


Fig. 16.27 – Schema di un argano.

Di solito, fra i 5.000 e i 15.000 kg_f si ricorre a paranchi o ad argani aventi due o quattro tiri di fune.

Da 15.000 kg_f di portata in su si impiegano argani a quattro od otto tiri di fune, in relazione alla corsa del gancio ed alla velocità di sollevamento. Così, si adottano, di solito:

- argani a quattro tiri di fune per alte velocità di sollevamento (>8m/min) e corse del gancio superiori a 9 m;
- argani a otto tiri di fune per basse velocità (⩽3 m/min) e corse del gancio inferiori a 9 m.

Per valori intermedi della velocità, si adottano quattro od otto tiri di fune in relazione a considerazioni tecnico-economiche e di ingombro (7).

16.5. DIMENSIONAMENTO DI FUNI E TAMBURI

In base al carico da sollevare, scelto il numero di funi, si determina la trazione massima per ogni fune e la si moltiplica per un coefficiente di sicurezza non inferiore a 5, dal momento che si tratta sempre di funi metalliche (vd. D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459, e 27 aprile 1955, n. 547, art. 179). Si prendono quindi in considerazione funi di

(6) I cabestani (fig. 16.28) sono tipi particolari di paranchi: il relativo motore può essere installato in fossa, fuori terra oppure incorporato nel tamburo. Il riduttore è in genere a vite senza fine. La campana è metallica; le funi sono d'acciaio o di canapa. In pratica, il raggio d'azione di un cabestano non supera i 50 m. L'organo avvolgitore della fune (tamburo o campana) esercita ad un capo della fune una tensione t che vale:

$$t = \frac{T}{\eta\, e^{f\alpha}}$$

dove:
T = trazione occorrente (in kg);
η = rendimento fune-tamburo (0,9 circa);
f = coefficiente di attrito fra fune e tamburo (nel caso di campana metallica: 0,15÷0,18 per funi di acciaio; 0,25÷0,30 per funi di canapa);
α = angolo di avvolgimento.

I cabestani sono in particolare impiegati per la manovra di carri ferroviari su binari di raccordo e per la rotazione di piattaforme ferroviarie girevoli installate nel recinto di stabilimenti industriali al fine di consentire lo smistamento dei vagoni su binari diversi.

(7) Sia pure con minore frequenza, si impiegano anche argani a 6–12 e più tiri di fune.

acciaio (con anima tessile o metallica) aventi un numero di fili elementari ⩾100 e un carico di rottura pari a 180-200-220 kg_f/mm^2 ovvero 1800-2000-2200 N/mm^2 e si sceglie la fune adatta (8).

Per il calcolo del diametro delle funi, le regole F.E.M. forniscono la seguente espressione:

(16.7) $$d = C\sqrt{S}$$

dove:

d = diametro minimo della fune (mm);

S = trazione massima sulla fune (N);

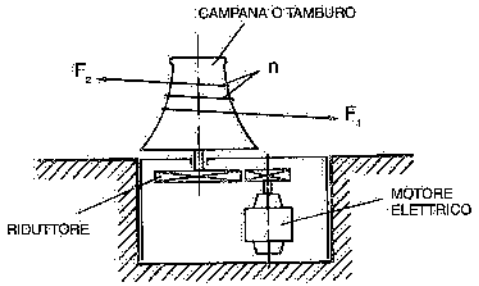
C = fattore di selezione della fune, che tiene conto dei seguenti parametri:
- coefficiente minimo di utilizzazione della fune Z_p (vd. tab. 16.V);
- fattore empirico del carico di rottura minimo di una data fune K (vd. tab. 16.VI);
- resistenza a rottura minima dei fili della fune R_0 (N/mm^2).

Risulta:

(16.8) $$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K \cdot R_0}}$$

Ad esempio, per R_0=200 kg_f/mm^2 = 2000 N/mm^2 e K = 0,356, il coefficiente C assume i valori riportati nella tab. 16.VII.

La fig. 16.29 riporta la configurazione di alcune funi per paranchi.



F_1 = forza trainante
F_2 = forza tenditrice (esercitata a mano o con motore)
n = numero di avvolgimenti della fune
f = coefficiente di attrito fra fune e tamburo

$$F_2 \geqslant F_1 \cdot e^{-f\,2\pi\,n}$$

Fig. 16.28 – Cabestano.

Tabella 16.V – Valori del coefficiente di utilizzazione Z_p per ogni gruppo di classificazione dei meccanismi, secondo la UNI ISO 4308 e tenendo conto delle indicazioni della Direttiva Macchine.

Classe F.E.M.	Z_p UNI ISO 4308	Z_p D.P.R. 459/1996
1 D_m/M1	3,15	5
1 C_m/M2	3,35	5
1 B_m/M3	3,55	5
1 A_m/M4	4	5
2_m/M5	4,5	5
3_m/M6	5,6	5,6
4_m/M7	7,1	7,1
5_m/M8	9	9

La durata delle funi dipende essenzialmente dal diametro del tamburo e delle pulegge su cui le stesse si avvolgono e dal numero di tiri di fune.

Per quanto riguarda i tamburi degli argani e dei paranchi, si può fare riferimento al già citato D.P.R. 24 aprile 1955, n. 547, come norme di buona tecnica. Tale D.P.R. prescrive che il diametro del tamburo non risulti inferiore a 25 volte il diametro delle funi e a 300 volte il diametro dei fili elementari di queste. Per le pulegge il diametro deve essere non inferiore rispettivamente a 20 e 250 volte.

Dal 1/1/1995 a livello europeo, con l'applicazione della direttiva CE 392/1989 (Direttiva Macchine) e dal 6/9/1996, con il recepimento della stessa Direttiva Macchine a livello italiano tramite il D.P.R. 459 del 24 luglio 1996, può essere utilizzata una delle normative comunitarie disponibili in proposito (FEM, UNI, BS, DIN).

Per la valutazione del diametro dei tamburi e delle pulegge, le regole F.E.M. forniscono l'espressione di seguito riportata:

(16.9) $$D \geqslant H \cdot d$$

dove:

D = diametro del tamburo, della puleggia contenuta nel bozzello o della puleggia di rinvio (mm);

H = coefficiente per tamburi e pulegge, dipendente dal gruppo di appartenenza del paranco (tab. 16.VII);

d = diametro nominale della fune (mm).

(8) Si ricorda che il carico di rottura effettivo si considera pari a circa 0,9 volte il carico di rottura teorico.

Tabella 16.VI – Valori del coefficiente empirico K (ISO 2408).

Classe F.E.M.	Funi con anima in	
	tessuto	acciaio
1 D_m/M1	0,332	0,359
1 C_m/M2	0,330	0,356
1 B_m/M3		
1 A_m/M4	0,293	0,346
2_m/M5		
3_m/M6	0,328	0,328
4_m/M7	0,318	0,318
5_m/M8	0,280	–

Tabella 16.VII – Valori del fattore di selezione C per funi con anima metallica (le più usate) aventi una σ_R= 2000 N/mm^2 (secondo la UNI ISO 4308 interpretata secondo la Direttiva Macchine).

Classe F.E.M.	C
1 D_m/M1	0,085
1 C_m/M2	0,085
1 B_m/M3	0,085
1 A_m/M4	0,085
2_m/M5	0,085
3_m/M6	0,090
4_m/M7	0,100
5_m/M8	0,112

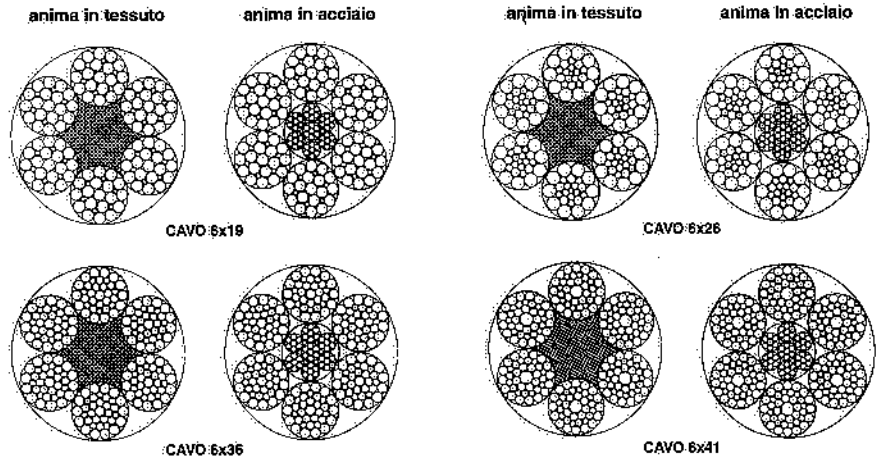


Fig. 16.29 – Configurazione di alcune funi per paranchi.

La lunghezza del tamburo si determina in base alla lunghezza totale di fune da avvolgere, al numero di spire cui questa dà luogo (ivi comprese due o tre spire destinate a rimanere sempre avvolte sul tamburo), al passo fra le spire ed ai franchi laterali (50÷200 mm per parte, a seconda del diametro della fune). Se il tamburo è ricavato da lamiera rullata o da tubi, oltre al calcolo delle sollecitazioni a flessione, torsione e taglio, si deve verificare lo spessore della lamiera o del tubo.

Tabella 16.VIII – Valori del coefficiente H in relazione al gruppo in cui è classificato il meccanismo.

Gruppo F.E.M.	Tamburo	Puleggia	Puleggia di equilibratura
1 D_m/M1	11,2	12,5	11,2
1 C_m/M2	12,5	14	12,5
1 B_m/M3	14	16	12,5
1 A_m/M4	16	18	14
2_m/M5	18	20	14
3_m/M6	20	22,4	16
4_m/M7	22,4	25	16
5_m/M8	25	28	18

16.6. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
H. Ernest, *Les appareils de levage*, Paris, Eyrolles.
Fédération Européenne de la Manutention, *Règles de calcul pour appareils de levage de série*, Paris.
Cerrato – Demag – Gutter, *Documentazione tecnica*.

17. Carriponte (gru a ponte)

17.1. GENERALITÀ

Concettualmente, un carroponte è costituito da un paranco o da un argano mobile su una struttura metallica a sua volta scorrevole su vie di corsa sopraelevate.

La fig. 17.1 schematizza un carroponte evidenziando le principali parti costituenti:
- il paranco o carrello-argano;
- il ponte;
- le testate del ponte.

Con i carroponte è possibile effettuare manovre di sollevamento e traslazione di carichi in uno spazio la cui proiezione orizzontale ha forma rettangolare (fig. 17.2). E ciò senza avere alcun intralcio sul piano pavimento.

Si tratta pertanto di mezzi di trasporto discontinui per la movimentazione in orizzontale e in verticale di materiali sotto forma di colli o simili. L'impiego di opportuni dispositivi (implement) consente di trasportare anche materiali raggruppati in unità di carico o alla rinfusa. La movimentazione dei carichi è

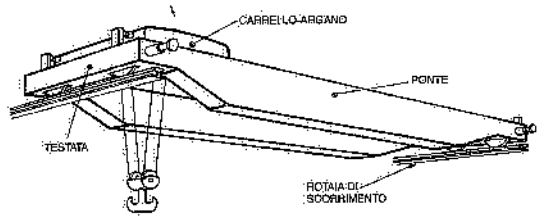
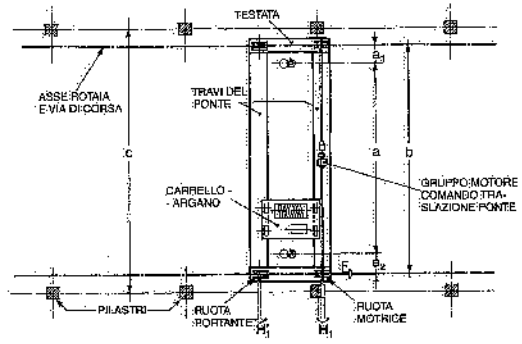


Fig. 17.1 – Schema di un carroponte.



a = **massima corsa orizzontale del gancio;**
a_1 a_2 = **accostamenti laterali del gancio;**
b = **interasse rotaie di scorrimento;**
c = **interasse pilastri del fabbricato;**
F = **azione frenante;**
H_1 = **azioni trasversali normali alla via di corsa.**

Fig. 17.2 – Area servita da un carroponte.

generalmente motorizzata; solo per carriponte caratterizzati da piccole portate e limitati impieghi, le movimentazioni possono essere (tutte o una parte soltanto) di tipo manuale.

Nei carriponte motorizzati, il manovratore opera da una apposita cabina posta sulla gru oppure stando a terra.

In pratica, a seconda del carico da movimentare (portata del carroponte), della lunghezza della struttura metallica costituente il ponte (interasse delle rotaie di scorrimento), delle velocità di movimentazione, delle esigenze di servizio e delle condizioni di esercizio della gru, si scelgono: la struttura del ponte, il tipo di argano o di paranco, il numero di ruote portanti, le rotaie di scorrimento e così via.

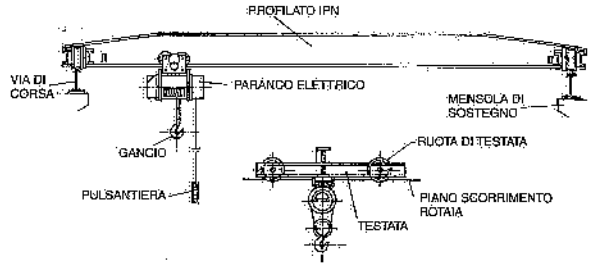


Fig. 17.3a – Carroponte monotrave, con paranco elettrico comandato dal basso mediante pulsantiera.

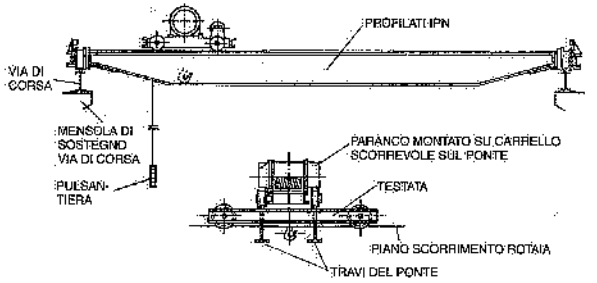


Fig. 17.3b – Carroponte bitrave, con paranco elettrico comandato dal basso mediante pulsantiera.

Le figure sotto citate illustrano alcune strutture tipo di carriponte:

a) fig. 17.3a: *ponte* costituito da un profilato (HEA, HEB, IPN, ecc.); *paranco* (a mano, pneumatico od elettrico) con traslazione manuale o motorizzata, scorrevole sulle ali inferiori del profilato: è adatto per luci e portate limitate;

b) fig. 17.3b: *ponte* costituito da due profilati (HEA, HEB, IPN, ecc.); *paranco* (quasi sempre con motore elettrico), con traslazione manuale o motorizzata, scorrevole su due rotaie (barre quadre o piatte) sovrapposte ai due profilati oppure sistemate sulle ali inferiori degli stessi: questo tipo di gru raggiunge luci e portate alquanto superiori a quelle del caso precedente;

c) fig. 17.3c: *ponte* a struttura reticolare e *carrello-argano* motorizzato: adatto per carichi piccoli o medi e grandi luci; ormai poco usato per motivi di costo;

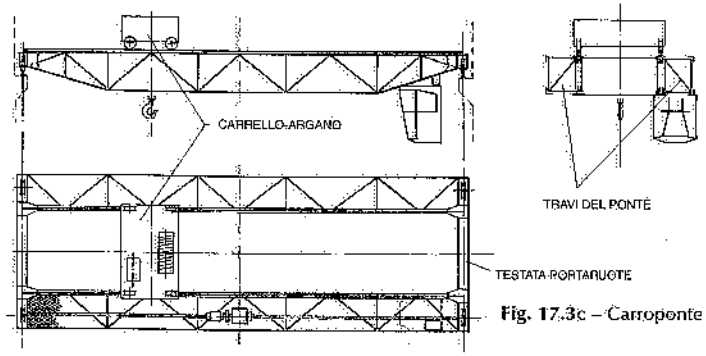


Fig. 17.3c – Carroponte a trave reticolare.

d) fig. 17.3d-e-f-g: *ponte* costituito da due travi ad anima piena, a cassone, Vierendel, ecc. e *carrello-argano* scorrevole superiormente alle travi stesse: si tratta di gru adatte per grandi portate e per servizi intensivi;

e) fig. 17.3h: caratteristiche costruttive come per i ponti di cui al punto d), ma con il carrello-argano scorrevole fra le due travi, al fine di ridurre gli ingombri in altezza;

f) fig. 17.3i: ponte costituito da una sola trave a cassone caricata fuori del suo piano di simmetria verticale dal carrello-argano; la trave è pertanto adatta a resistere bene a flessione ed a torsione (onde il nome di gru monotrave a torsione o torsionale).

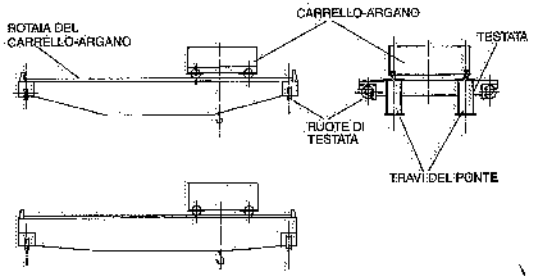


Fig. 17.3d – Carroponte bitrave con ruote montate su supporti a squadra (vd. fig. 17.32a).

17.2. DATI DI PROGETTO

La progettazione di un carroponte richiede la preventiva precisazione dei seguenti elementi (figg. 17.2, 17.4 e 17.5):

– il carico massimo da movimentare o *portata* utile o nominale;

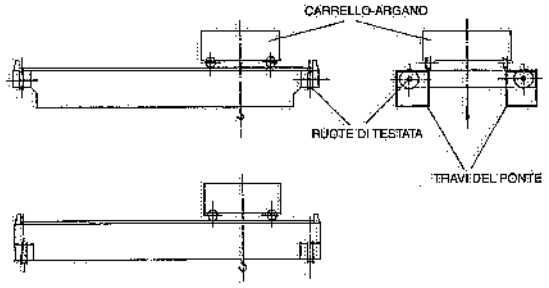


Fig. 17.3e – Carroponte bitrave con ruote montate su assi fissi (vd. fig. 17.32b).

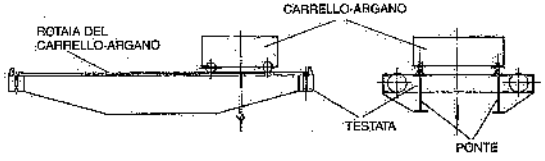


Fig. 17.3f – Carroponte bitrave ad anima piena e travi di sponda (vd. fig. 17.26).

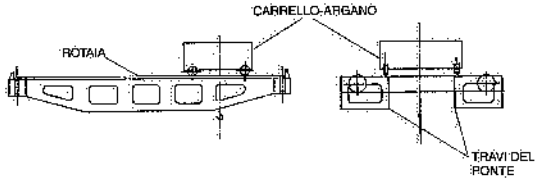


Fig. 17.3g – Carroponte bitrave con trave "Vierendel".

- l'*interasse delle rotaie* di scorrimento (1);
- il tipo di *rotaie*;
- le *velocità* di sollevamento del carico e di traslazione del carrello e del ponte (2);
- le *accelerazioni* del sollevamento, del carrello e del ponte;
- la *corsa massima verticale* richiesta al gancio (3);
- il *tipo di comando*: da cabina sospesa al ponte oppure da terra mediante pulsantiera collegata al carrello o al ponte oppure scorrevole lungo quest'ultimo indipendentemente dal carrello;

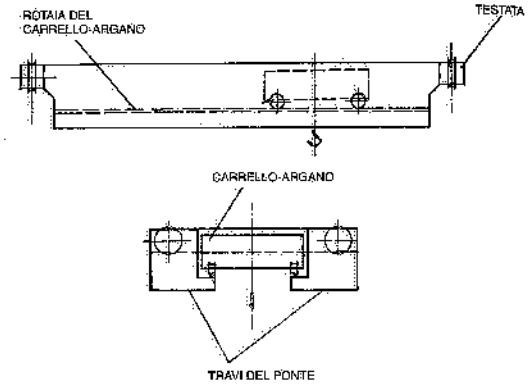


Fig. 17.3b – Carroponte bitrave a cassone largo sollecitato a torsione e carrello scorrevole fra le travi.

- la *tensione di alimentazione* e la *frequenza* dell'energia elettrica;
- il tipo di *cuscinetti* su cui montare le ruote, i perni ed i meccanismi: cuscinetti a rotolamento o bronzine (4);
- le modalità di *trasmissione del moto* alle ruote motrici del ponte e del carrello (sono da preferire le motorizzazioni indipendenti alle due testate o i semialberi di trasmissione muniti di giunti a snodo, in sostituzione della tradizionale trasmissione mediante corone dentate montate sulle ruote motrici);
- il tipo di *dentatura degli ingranaggi* dei riduttori (di solito, si adotta la dentatura inclinata per le coppie veloci);
- i *materiali* da impiegare e le *lavorazioni* richieste per le parti meccaniche e strutturali: ingranaggi, alberi, ruote del ponte (5) e del carrello, tamburi avvolgifuni, superfici di contatto, ecc.;
- il tipo di collegamento fra argano e tamburo: è consigliabile un giunto a denti che ammetta uno snodo nell'accoppiamento;
- il tipo dell'eventuale *cabina*, cioè se aperta o chiusa (ad esempio, con vetri ed eventuale condizionatore per luoghi di lavoro polverosi e/o con alte temperature); se disposta in posizione centrale rispetto al ponte oppure laterale o, ancora, solidale al carrello (6);

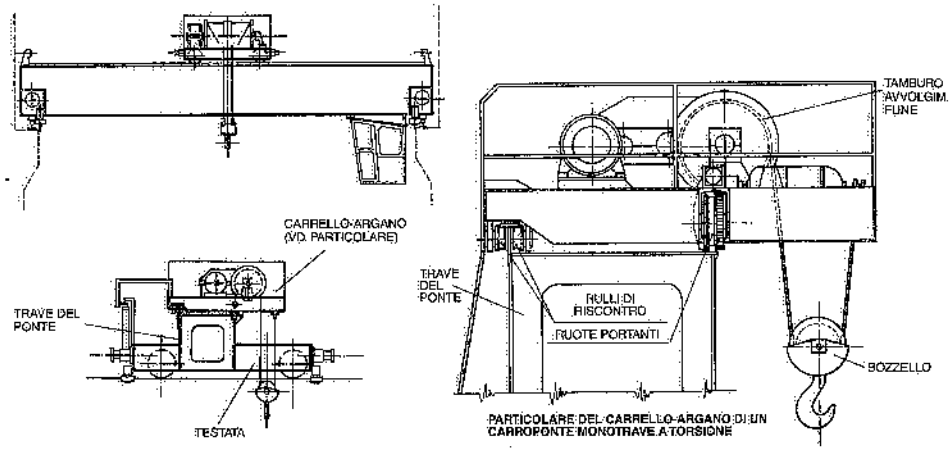


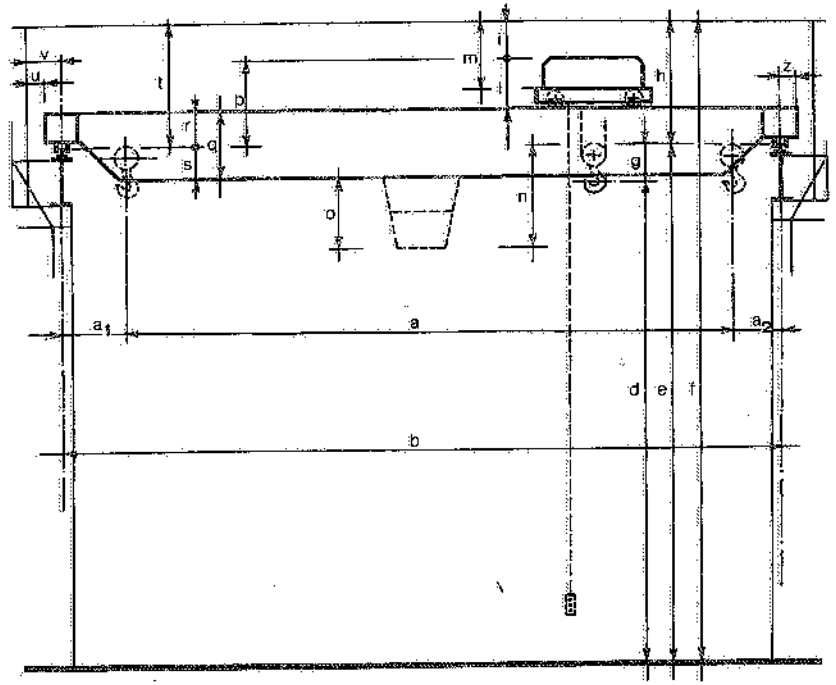
Fig. 17.3i – Carroponte monotrave a torsione.

(1) In pratica, anziché di interasse, si parla impropriamente di luce o scartamento del carroponte.

(2) Sovente, su tutti o parte dei tre movimenti è prevista una doppia velocità. Per quanto riguarda il sollevamento, si possono avere due argani (uno per la movimentazione di carichi pesanti, l'altro per carichi più leggeri) montati di solito su un unico carrello, oppure un solo argano funzionante a due velocità.

(3) Nello stabilire tale corsa si tenga presente che a volte il gancio deve scendere anche sotto il piano pavimento (sottopiani, fosse, ecc.).

(4) Nel caso di carriponte con ruote e meccanismi montati su bronzine, è consigliabile provedere un impianto di lubrificazione centralizzato, automatico o con pompe manuali sistemate in punti accessibili e comodi per la manovra. Tale impianto è inoltre richiesto per gru con servizio gravoso.

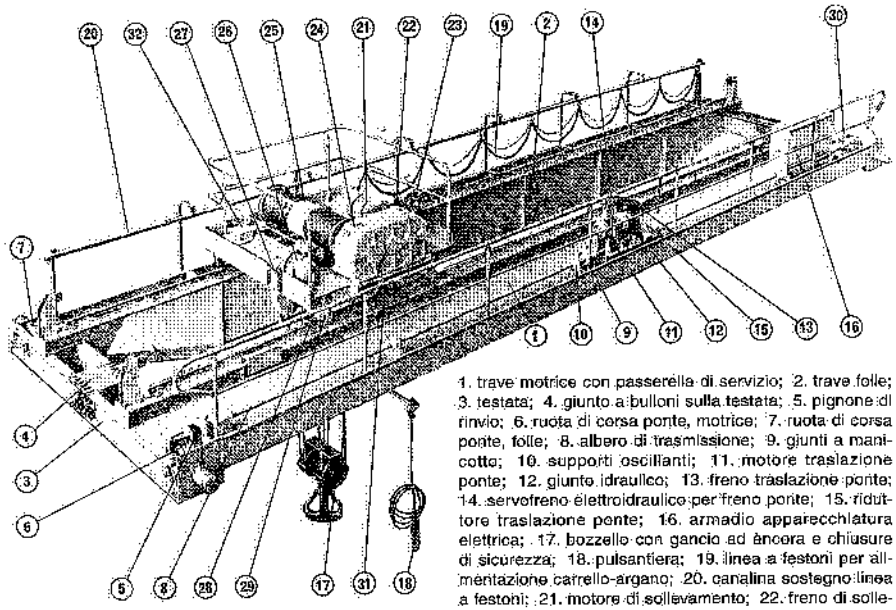


a = massima corsa orizzontale del gancio; a_1, a_2 = accostamenti laterali del gancio; b = interasse rotaie di scorrimento; d = massima corsa verticale del gancio; e = altezza del piano di rotolamento delle ruote di testata del carroponte rispetto al pavimento; f = altezza del fabbricato (sotto filo catena); g = dislivello fra alzata massima gancio e altezza piano scorrimento rotaie; h = dislivello fra piano scorrimento rotaie e filo catena fabbricato; l = franco fra filo superiore del carrello-argano e filo catena fabbricato; l = dislivello fra filo superiore del ponte e filo superiore del carrello-argano; m = dislivello fra piano di calpestio del carrello-argano e filo catena fabbricato; n = ingombro dell'eventuale cabina di manovra riferito al piano scorrimento del ponte; o = ingombro dell'eventuale cabina di manovra riferito al filo inferiore del ponte; p = dislivello fra piano scorrimento rotaie e filo superiore del carrello-argano; q = ingombro in altezza del ponte; r = dislivello fra piano scorrimento rotaie e filo superiore del ponte; s = dislivello fra piano scorrimento rotaie e filo inferiore del ponte; t = dislivello fra piano scorrimento rotaie e filo catena fabbricato; u = franco fra testata del carroponte e profilo laterale del fabbricato; v = distanza fra asse rotaia di scorrimento e profilo laterale del fabbricato; z = sporgenza massima della testata del ponte rispetto all'asse rotaia di scorrimento.

Fig. 17.4 – Parametri geometrici di un carroponte (vd. anche fig. 17.2).

(5) Le ruote del ponte devono avere caratteristiche di resistenza appropriate in relazione a quelle delle rotaie su cui ruotano.

(6) Nel caso di cabine centrali, le preferenze vanno a quelle cosiddette panoramiche, con sedile girevole per il manovratore (fig. 17.6).



1. trave motrice con passerella di servizio; 2. trave folle; 3. testata; 4. giunto a bulloni sulla testata; 5. pignone di rinvio; 6. ruota di corsa ponte, motrice; 7. ruota di corsa ponte, folle; 8. albero di trasmissione; 9. giunti a manicotto; 10. supporti oscillanti; 11. motore traslazione ponte; 12. giunto idraulico; 13. freno traslazione ponte; 14. servofreno elettroidraulico per freno ponte; 15. riduttore traslazione ponte; 16. armadio apparecchiatura elettrica; 17. bozzello con gancio ad àncora e chiusure di sicurezza; 18. pulsantiera; 19. linea a festoni per alimentazione carrello-argano; 20. canalina sostegno linea a festoni; 21. motore di sollevamento; 22. freno di sollevamento; 23. servofreno elettroidraulico per freno sollevamento; 24. riduttore sollevamento; 25. tamburo avvolgifune; 26. motore traslazione carrello; 27. riduttore traslazione carrello; 28. ruote di corsa carrello; 29. sopporti a squadra; 30. fine corsa traslazione ponte; 31. fine corsa traslazione carrello; 32. fine corsa salita e discesa.

Fig. 17.5 – Vista prospettica di un carroponte.

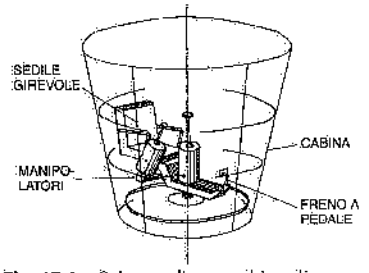


Fig. 17.6 – Schema di una cabina di manovra con sedile girevole di 360°.

– la *freccia* di inflessione elastica del ponte: le prove di carico delle gru a ponte devono essere eseguite con carichi superiori del 10% alla portata nominale del mezzo; sotto tale carico di prova le frecce massime di deformazione elastica non dovrebbero superare – secondo regole di buona tecnica – i valori di seguito indicati (7):
  - per travi ad anima piena, laminate, con argani ad azionamento meccanico } $f \leqslant 1/750$ dell'interasse rotaie
  - per travi ad anima piena, composte, con argani ad azionamento meccanico, con velocità di manovra $\leqslant 25$ m/min
  - per travi ad anima piena, composte, con argani ad azionamento meccanico, con velocità di manovra > 25 m/min } $f \leqslant 1/1000$ dell'interasse rotaie
  - per travi a struttura reticolare;
– la *classe* del carroponte.

(7) In pratica, si richiedono a volte frecce massime inferiori ai valori riportati. Per ponti installati in campate di grandi luci (> 25 m), si è giunti a prescrivere frecce $\leqslant 1/1500$ dell'interasse delle rotaie di scorrimento.

17.3. CLASSIFICAZIONE DEI CARRIPONTE

Le norme CNR 10021, UNI ISO 4301 e FEM 1001 suddividono i carroponti e le gru in *classi*, a seconda del servizio cui sono destinati. La classe di appartenenza viene determinata in base al numero totale dei cicli di carico ed al regime di carico.

Come *numero totale dei cicli di carico* n si intende il presunto numero di cicli che l'apparecchio effettuerà nel corso della sua vita (8): tale probabile numero totale di cicli operativi dipende dalla frequenza di uso della gru; per convenienza, il campo totale del possibile numero di cicli operativi è stato suddiviso in 10 intervalli o condizioni di impiego definite nella tab. 17.I.

Il *regime di carico* dipende dai carichi che la gru è destinata a movimentare nel corso della sua vita e dal numero di volte in cui ciò avviene. Questo parametro è definito dalla seguente espressione:

$$Kp = \sum_i \frac{n_i}{n} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{max}}\right)^3$$

dove:
n_i = numero di volte in cui viene innalzato il carico P_i;
n = numero totale dei cicli di carico;
P_{max} = massimo valore di P_i.

Come si rileva dalla tab. 17.II, la norma FEM citata considera quattro valori nominali Q_i del regime di carico Kp.

Il prodotto del numero di cicli totale n per il regime di carico Kp determina la classe dell'apparecchio. In pratica, sono definite otto classi A_i, riportate nella tab. 17.III.

Ad ogni classe corrisponde un prestabilito coefficiente moltiplicatore M (coefficiente di classe) che viene applicato, in sede di progettazione, agli sforzi indotti dal peso proprio e dal carico di servizio, nonché alle forze orizzontali prodotte dalle accelerazioni e decelerazioni (vd. § 17.7).

Tabella 17.I – Intervalli U_i del numero totale di cicli n.

Condizione d'impiego	Numero dei cicli n
U0	$0 < n \leqslant 16.000$
U1	$16.000 < n \leqslant 32.000$
U2	$32.000 < n \leqslant 63.000$
U3	$63.000 < n \leqslant 125.000$
U4	$125.000 < n \leqslant 250.000$
U5	$250.000 < n \leqslant 500.000$
U6	$500.000 < n \leqslant 1.000.000$
U7	$1.000.000 < n \leqslant 2.000.000$
U8	$2.000.000 < n \leqslant 4.000.000$
U9	$4.000.000 < n$

Tabella 17.II – Valori Q_i del regime di carico Kp.

Regime di carico	Valore del parametro Kp
Q1 (leggero)	$Kp \leqslant 0{,}125$
Q2 (moderato)	$0{,}125 < Kp \leqslant 0{,}250$
Q3 (pesante)	$0{,}250 < Kp \leqslant 0{,}500$
Q4 (molto pesante)	$0{,}500 < Kp \leqslant 1{,}000$

(8) Un ciclo di lavoro ha inizio quando il carico comincia ad essere sollevato e termina con il deposito del carico trasportato.

Tabella 17.III – Classi A_i degli apparecchi di sollevamento: $A = n \cdot Kp$.

Regime di carico	Numero totale dei cicli									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

17.4. FORZE DA CONSIDERARE NEL CALCOLO DEI CARRIPONTE

Il calcolo delle strutture dei carriponte si effettua tenendo conto delle seguenti forze:

- *forze regolari*, agenti durante il normale esercizio dell'apparecchio e cioè: carico di servizio, peso proprio, forze di inerzia verticali ed orizzontali;
- *forze occasionali*, che si manifestano saltuariamente sulla gru in esercizio: serpeggiamenti, vento, neve, ghiaccio e variazioni termiche;
- *forze eccezionali*, dovute al carico di prova, ad urti contro i respingenti ed ostacoli fissi, ad effetti sismici, ecc.

Con riferimento alle forze regolari, si precisa quanto segue.

Il *carico di servizio* è costituito dal carico utile e dal peso di tutti gli accessori sollevati (quali bozzello, gancio, funi).

Il *peso proprio* comprende le parti fisse e mobili, inclusi gli equipaggiamenti meccanici, elettrici ed idraulici.

Le *forze d'inerzia verticali* sono dovute alle accelerazioni, positive o negative, durante il movimento verticale dei carichi. Se ne tiene conto moltiplicando la portata nominale per il coefficiente dinamico ψ dato dalla formula:

$$\psi = 1 + \xi v_s$$

dove:

v_s = velocità di sollevamento (in m/s);

ξ = coefficiente sperimentale ($\xi = 0{,}6$ per carriponte e gru a cavalletto; $\xi = 0{,}3$ per gru a braccio).

La fig. 17.7 fornisce direttamente i valori di ψ in funzione di v_s.

Le *forze d'inerzia orizzontali*, di cui si tiene conto nel calcolo delle strutture dei carriponte, sono dovute alle accelerazioni e decelerazioni dei movimenti di traslazione del carrello-argano e del ponte: si considera uno sforzo orizzontale applicato in corrispondenza del piano di contatto delle ruote motrici o frenanti, parallelamente alle rotaie di scorrimento (figg. 17.2 e 17.8); tale sforzo si assume almeno uguale a 1/30 del carico gravante sulle ruote motrici o frenanti, ma non superiore a 1/4 di tale carico.

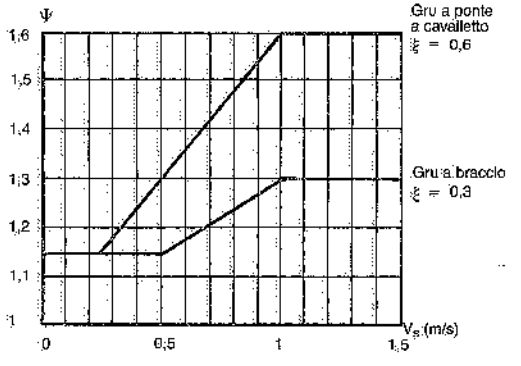


Fig. 17.7 – Valori del coefficiente dinamico ψ, il cui valore minimo è = 1,15.

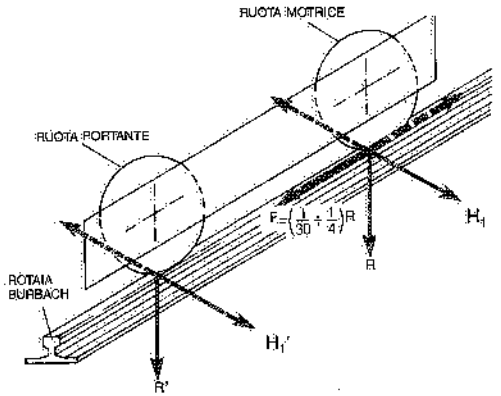


Fig. 17.8 – Schema degli sforzi trasmessi dalle ruote di testata di un carroponte o di un carrello-argano sulle rispettive rotaie di scorrimento.

Tra le forze cosiddette *occasionali*, particolare rilievo rivestono quelle dovute al *serpeggiamento*: il carroponte ed il carrello-argano sono infatti soggetti, durante il loro movimento, a forze orizzontali dovute al gioco tra rotaie di scorrimento e bordini o rulli, all'usura delle stesse rotaie, alle tolleranze dimensionali delle vie di corsa; inoltre, alle accelerazioni conseguenti alla disposizione asimmetrica della massa della gru. In proposito, si considerano sforzi perpendicolari alle vie di corsa applicati in corrispondenza del punto di contatto delle ruote con le rotaie di scorrimento, come indicato nelle figg. 17.2 e 17.8: la norma CNR 10021-85 fornisce le modalità di valutazione di tali forze.

Tra le forze occasionali citiamo ancora il *vento*, le cui azioni si considerano, di regola, di carattere statico e dirette orizzontalmente. L'azione del vento durante l'esercizio, si traduce in una pressione, agente perpendicolarmente alla superficie interessata, fornita dall'espressione:

$$p = cq$$

dove:

c = coefficiente di esposizione o di forma: in proposito si veda la norma FEM 1001; a titolo indicativo, per i carriponte si può assumere $c = 1{,}3$;

q = pressione cinetica esercitata dal vento: si assumono i valori di cui alla tab. 17.IV.

La pressione totale del vento si considera agente sulla superficie delimitata dal contorno della trave. Poiché si deve anche tenere conto della spinta del vento sul carico da sollevare, si considera – per tale spinta – $c = 1{,}2$, mentre l'area da moltiplicare per la pressione cinetica unitaria, si assume pari alla massima superficie che può essere esposta al vento; se la dimensione del carico non è nota, si suppone che il carico sospeso offra al vento una superficie di 0,10 m^2/kN.

Non si considerano, di solito, le forze dovute a variazioni termiche, né il carico da neve o da formazione di ghiaccio.

Per quanto riguarda le *passerelle ed i piani di accesso* si considerano, oltre che i carichi permanenti, i carichi accidentali indicati in tab. 17.V: il carico accidentale verticale si suppone distribuito su un quadrato di 50 cm di lato.

Per gru installate all'aperto si deve accertare la *stabilità al ribaltamento* verificando che il limite dell'equilibrio della struttura corrisponda all'azione del carico di servizio e degli effetti dinamici e meteorologici maggiorati secondo la tab. 17.VI. Quando l'apparecchio è fuori servizio si fanno agire appositi sistemi supplementari di ancoraggio.

Tabella 17.IV – Valori della pressione del vento per la quale è previsto che il mezzo rimanga in servizio.

Tipo di apparecchio	Pressione cinetica (N/m²)	Velocità (m/s)
Carriponte installati all'aperto	250	20
Gru portuali operanti con vento sostenuto	500	28

Tabella 17.V – Carichi accidentali sulle passerelle.

Carico verticale su passerelle di manutenzione	3000 N
Carico verticale su passerelle per transito personale	1500 N
Spinta orizzontale sui parapetti nella posizione più sfavorevole	300 N

Tabella 17.VI – Condizioni di stabilità delle gru installate all'aperto.

Verifica	Azioni da considerare	Coefficiente maggiorazione
Statica	Carico utile Q Azioni orizzontali H Vento in servizio V	1,6 0 0
Dinamica con apparecchio carico	Carico utile Q Azioni orizzontali H Vento in servizio V	1,35 1,1 1,1
Dinamica con apparecchio scarico	Carico utile Q Azioni orizzontali H Vento in servizio V	−0,1 1,1 1,1
Con vento massimo	Carico utile Q Azioni orizzontali H Vento massimo W	0 0 1,2
In caso di rottura di un elemento di imbragatura	Carico utile Q Due azioni orizzontali senza carico H_1 Vento in servizio V	−0,3 1 1

17.5. SICUREZZE ANTINFORTUNISTICHE

Per il progetto e la costruzione dei carriponte devono essere tenute presenti le norme antinfortunistiche vigenti al riguardo.

Anzitutto, i mezzi di sollevamento e di trasporto devono essere provvisti di dispositivi di frenatura atti ad assicurare il pronto arresto e la posizione di fermo del carico e del mezzo e, quando è necessario ai fini della sicurezza, a consentire la gradualità dell'arresto. Su tutti i movimenti devono essere previsti dei fine-corsa elettrici. Inoltre, tutti i movimenti dei carriponte devono essere dotati di freni automatici, azionati da servofreni elettroidraulici od elettromagnetici, agenti per mancanza di corrente e atti a provocare l'arresto sia del mezzo che del carico.

Per i carriponte con comando da cabina, il movimento di traslazione del ponte, oltre che di freno automatico, deve essere dotato di freno idraulico azionato mediante pedale dalla cabina di manovra.

Sulle testate dei ponti e dei carrelli si installano – ad altezza adeguata – tamponi di arresto o respingenti ad azione ammortizzante. Alle estremità delle vie di corsa si dispongono degli arresti fissi, alla stessa altezza dei respingenti del ponte.

I ganci delle gru devono: essere conformi alle norme UNI od europee; essere costruiti in acciaio fucinato; portare in rilievo od incisa l'indicazione della portata massima; avere chiusure all'imbocco atte ad impedire lo sganciamento, non voluto, delle funi.

Di solito, i ganci delle gru aventi portate inferiori a 20 t_f sono del tipo a becco semplice (fig. 17.9); per portate superiori sono del tipo ad àncora (fig. 17.10): questi ultimi, essendo sollecitati simmetricamente, richiedono sezioni resistenti minori.

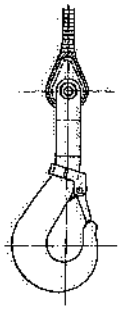


Fig. 17.9 – Gancio semplice con chiusura di sicurezza.

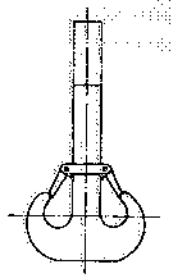


Fig. 17.10 – Gancio ad àncora con chiusure di sicurezza.

Le passerelle normalmente previste per consentire le operazioni di manutenzione e, nel caso dei carriponte con cabina a bordo, il passaggio del manovratore, devono essere munite di parapetto di tipo regolamentare (9), con arresto al piede. L'accesso alla cabina è assicurato da una scaletta a pioli collegata alla passerella di servizio.

Sono già stati indicati i sovraccarichi relativi alle passerelle.

Le scale devono essere atte a sopportare un sovraccarico accidentale concentrato di 3000 N.

I parapetti e le ringhiere sono calcolati per un carico concentrato di 300 N agente orizzontalmente sul corrimano.

Il sollevamento ed il sollevamento-trasporto dei carichi devono avvenire senza che i carichi sospesi passino sopra le persone. In ogni caso, tali manovre devono essere tempestivamente preannunciate con apposite segnalazioni, in modo da consentire l'allontanamento delle persone che si trovino esposte al pericolo dell'eventuale caduta del carico. A tale fine, ogni carroponte deve essere dotato di tromba acustica per segnale di pericolo con comando dalla cabina o dalla pulsantiera.

Ogni apparecchio di sollevamento deve essere munito, in posizione ben visibile, di almeno una targa, di materiale inalterabile, indicante la ditta costruttrice, l'anno di costruzione, la portata nominale corrispondente al carico di servizio e la classe di appartenenza. Nelle gru a braccio con carico variabile, si devono indicare i valori degli sbracci e delle relative portate.

In linea generale, i carriponte devono essere in tutto rispondenti alle norme di prevenzione infortuni di cui alla normativa vigente, nonché alle norme UNI, UNI-ISO, CNR, CE ed EN.

(9) Il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547 ("Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro") prescrive (art. 26) che le passerelle siano dotate di un parapetto costruito con materiale rigido e resistente, avente un'altezza utile non inferiore a un metro, costituito da almeno due correnti, di cui quello inferiore posto a circa metà distanza fra quello superiore ed il piano di calpestio. Inoltre, onde impedire la caduta di corpi contundenti dal piano di calpestio della passerella, nei casi in cui sotto la stessa possano venirsi a trovare delle persone, il parapetto deve essere dotato di "arresto al piede", cioè di fascia continua poggiante sul piano di calpestio ed alta almeno 15 cm.

17.6. MOTORI ED APPARECCHIATURE ELETTRICHE

Normalmente, i motori elettrici sono asincroni, trifasi, con rotore avvolto e spazzole fisse, a corrente alternata. Solo per le piccole potenze si adottano motori in corto circuito. Quando è richiesta la regolazione continua della velocità, i motori sono alimentati in corrente continua proveniente da un alimentatore-raddrizzatore montato sul ponte. In alternativa e sempre più sovente, si utilizzano motori in corto circuito azionati da variatori di frequenza (*inverter*).

I motori sono di costruzione unificata (10), normalmente del tipo protetto se installati in ambienti normali e di tipo chiuso autoventilato se installati in ambienti polverosi o all'aperto.

Le apparecchiature elettriche (11) per l'azionamento dei motori a corrente alternata sono comandate con controller dalla cabina montata sul ponte o – mediante pulsantiera – dal basso (ricordiamo, per inciso, che sono anche in uso comandi via radio). Tali apparecchiature sono essenzialmente costituite da uno o più armadi contenenti ciascuno i seguenti apparecchi:

- sezionatore di linea (interbloccato con la porta);
- contattore di linea;
- trasformatore per il circuito ausiliario (comandi);
- teleinvertitori per ognuno dei movimenti;
- un relè tripolare di massima corrente per ogni teleinvertitore (o, più semplicemente, dei fusibili);
- valvole di protezione dei circuiti ausiliari e principali.

Passando a considerare le linee di alimentazione elettrica dei carriponte, si distingue fra alimentazione del carrello-argano (cioè dei motori che presiedono alle manovre di sollevamento del gancio e di traslazione del carrello) e alimentazione del motore di traslazione del ponte lungo le vie di corsa.

Nel primo caso, si possono impiegare gli stessi sistemi di alimentazione considerati per l'alimentazione dei paranchi elettrici scorrevoli su monorotaie (vd. capitolo 16) e cioè:

- conduttori in cavo flessibile (di certo i più usati);
- rotaiette rigide con bulbo di rame;
- conduttori racchiusi dentro canalina di protezione.

In più, si possono adottare *conduttori flessibili montati su un carrello scorrevole* sul ponte (fig. 17.11): questo sistema, adatto per carriponte di grande luce e aventi motori per il sollevamento di portate notevoli, presenta il vantaggio di una minore usura rispetto a quelli a rotaiette rigide e a canalina di protezione.

Anche il sistema a cavi flessibili è caratterizzato da una usura limitata, ma conviene adottarlo solo per carriponte di luce inferiore ai 20÷30 m e per potenze di sollevamento non molto elevate.

Per l'alimentazione dei motori che presiedono alla traslazione dei ponti, si adottano in genere rotaiette rigide con bulbo di rame (fig. 17.12). Per piccole e medie potenze si impiegano anche linee blindate o blindo, disposte lungo una delle due vie di corsa del carroponte.

(10) Ci si riferisce alle norme UNEL-MEC.

(11) Le apparecchiature elettriche devono essere rispondenti alle norme CEI-EN 60204 e 60439, alle direttive CE 73/23 (bassa tensione) e 89/336 (compatibilità elettromagnetica), nonché alla CEI 64.8.

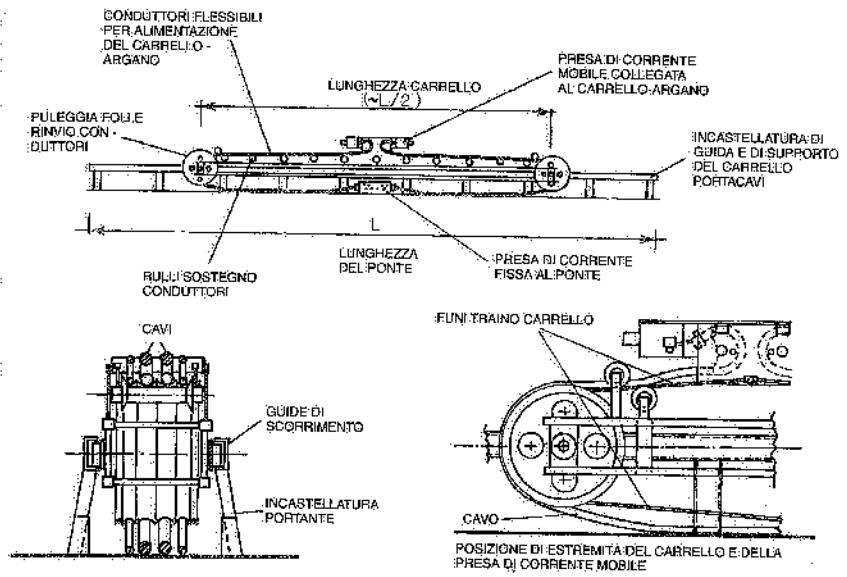


Fig. 17.11 – Carrello mobile con conduttori flessibili per l'alimentazione del carrello-argano dei carriponte.

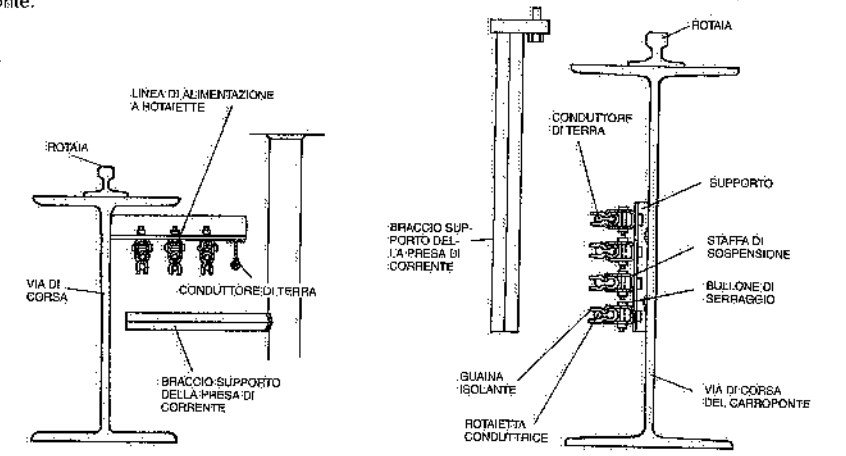


Fig. 17.12 – Rotaiette rigide con bulbo di rame protetto per l'alimentazione di carriponte.

17.7. ELEMENTI PER LA PROGETTAZIONE DEI CARRIPONTE

Una volta definite le forze che sollecitano una gru, si dimensionano le varie strutture di questa considerando tre diverse condizioni di carico:

I – servizio con forze regolari;
II – servizio con forze regolari ed occasionali;
III– carichi eccezionali.

Le forze da introdurre nei calcoli per ciascuna condizione di carico, si valutano secondo le indicazioni fornite nel § 17.4, introducendo un coefficiente di maggiorazione M funzione della classe cui appartiene il carroponte (tab. 17.VII).

Tabella 17.VII – Valori del coefficiente di maggiorazione M.

Classe	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Coefficiente M	1	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

Nella condizione di carico I, si considerano gli sforzi statici dovuti al peso proprio S_G, gli sforzi dovuti al carico di servizio S_Q moltiplicati per il coefficiente dinamico ψ e gli sforzi orizzontali di inerzia H. Come sforzo totale si assume la somma di tali sforzi moltiplicata per il coefficiente di maggiorazione M:

$$S_I = (S_G + \psi S_Q + H) M \qquad (17.1)$$

Nella condizione di carico II, agli sforzi di cui alla (17.1) si aggiungono gli effetti delle forze occasionali dovute al serpeggiamento SE ed al vento in esercizio V (12):

$$S_{II} = (S_G + \psi S_Q + H) M + SE + V \qquad (17.2)$$

La condizione di carico III considera la più sfavorevole delle seguenti situazioni:
- apparecchio fuori servizio con il vento massimo;
- forze derivanti dal carico di prova;
- urto contro i respingenti;
- urto contro ostacoli fissi;
- effetti sismici.

Le strutture di acciaio costituenti le gru devono essere progettate secondo i metodi della Scienza delle Costruzioni, per i carichi definiti in precedenza e considerando un adeguato coefficiente di sicurezza. All'atto pratico, si stabiliscono le tensioni ammissibili, indicate con σ_{am} e τ_{am}, per la condizione di carico I (servizio normale senza vento); le tensioni ammissibili per le altre due condizioni di carico si assumono rispettivamente pari a:

$1{,}125\,\sigma_{am}$ e $1{,}125\,\tau_{am}$ per la condizione II (forze regolari ed occasionali);
$1{,}25\,\sigma_{am}$ e $1{,}25\,\tau_{am}$ per la condizione III (carichi eccezionali).

Il prospetto 17.VIII fornisce i valori delle sollecitazioni ammesse per gli acciai normalmente impiegati per le gru, come definite dalla CNR-UNI 10011 "Costruzioni di acciaio: istruzione per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione".

Le verifiche di resistenza e di stabilità sono obbligatorie per tutt'e tre le condizioni di carico. Per ciascun elemento resistente si devono valutare le azioni corrispondenti alle singole cause di sollecitazione, tenendo conto delle maggiorazioni per coefficienti dinamici, forze di inerzia, ecc.

Tabella 17.VIII – Tensioni ammissibili per gli apparecchi di sollevamento.

Materiale	σ_{am} (N/mm²)	
	$t \leq 40$	$t > 40$
Fe 360	160	140
Fe 430	190	170
Fe 510	240	210
t = spessore in mm		

(12) Le forze d'inerzia dovute ai movimenti orizzontali nella condizione II possono essere diverse da quelle della condizione I in quanto l'azione del vento influisce sui tempi di avviamento e di frenatura.

A) Carrello-argano

Dal semplice paranco scorrevole su una trave a doppio T (fig. 17.3a) si passa ad un vero e proprio carrello che trasla lungo il ponte e sopporta un argano (fig. 17.13). Quest'ultimo è di solito installato su gru a ponte bitravi, ma può anche essere montato su gru ad una sola trave (carriponte monotravi a torsione).

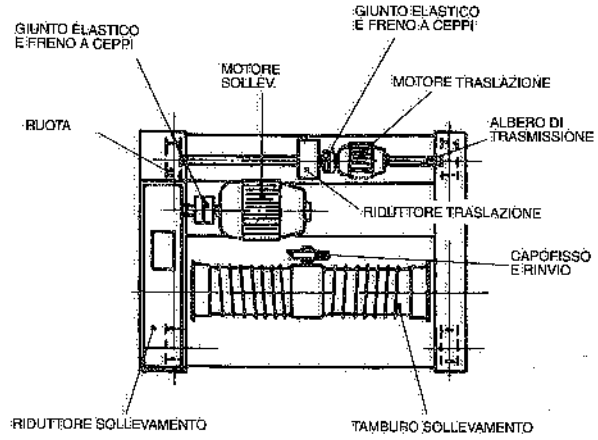


Fig. 17.13 – Carrello-argano per carroponte appoggiato.

Un carrello-argano è costituito da:
- argano di sollevamento (13);
- gruppo di traslazione (14);
- struttura metallica portante i gruppi meccanici;
- accessori vari (fine-corsa sollevamento e traslazione, porta-pattini per presa corrente, ringhiera di protezione, ecc.).

La progettazione di un carrello-argano comporta la preventiva determinazione dei seguenti elementi:
- portata;
- velocità di sollevamento gancio;
- velocità di traslazione carrello;
- classe del carrello.

La disposizione degli organi meccanici sul carrello e la posizione del carrello rispetto al ponte dipendono essenzialmente dal tipo di struttura e dalle dimensioni del ponte stesso.

Particolare importanza riveste lo spazio libero da prevedere fra il piano di calpestio del carrello ed il sottofilo catena del fabbricato, nonché fra il punto di maggiore altezza del carrello-argano e lo stesso filo catena (fig. 17.4); quest'ultimo franco non deve essere minore di 100÷200 mm, mentre il primo dipende da considerazioni di carattere antinfortunistico: si tratta di evitare – lasciando uno spazio libero fra il piano di calpestio ed il filo catena non inferiore a 1,80 m oppure adottando opportuni accorgimenti – che l'operatore incaricato delle operazioni di manutenzione o di riparazione richieste dal carrello-argano, possa urtare contro le travi della struttura di copertura del fabbricato.

Precisati gli elementi sopra citati, si procede anzitutto alla progettazione di ogni singolo organo meccanico componente, tenendo presente il servizio cui lo stesso è destinato.

Dimensionati i vari gruppi meccanici, se ne ricerca la sistemazione migliore. Infine, si progetta la struttura portante (carrello).

(13) L'argano è costituito da motore, giunto elastico, freno, riduttore, tamburo avvolgifune, fune, bozzello. Il tamburo può essere ricavato da lamiera rullata o da tubi di acciaio torniti e scanalati o ancora da ghisa o acciaio fusi.

(14) È costituito da motore, giunto elastico, freno, riduttore, albero di trasmissione, ruote folli e motrici.

B) Trave o ponte

Una volta definite le condizioni di carico della gru, il dimensionamento della struttura costituente il ponte si esegue applicando uno dei metodi seguenti:

- Cremoniano, Culmann o Ritter nel caso di carriponte a struttura reticolare;
- linee di influenza negli altri casi.

Ricordiamo di seguito le espressioni che consentono di calcolare il momento flettente, il taglio e la freccia massima in una trave (ponte della gru) appoggiata agli estremi distanti l, percorsa da due carichi mobili P_1 e P_2 (con $P_1 > P_2$) distanti a (fig. 17.14).

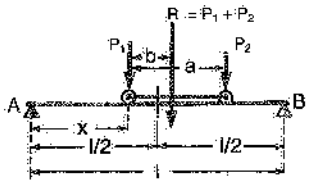


Fig. 17.14 – Trave appoggiata percorsa da due carichi mobili diseguali (distanti a).

La risultante dei carichi $R = P_1 + P_2$, cade alla distanza $b = a\,P_2/R$ da P_1, ed il *momento flettente* sotto P_1, distante x dall'appoggio posto alla sinistra del carico, vale

$$M_x = \frac{P_1+P_2}{l}\,[(l-b)-x]\,x \tag{17.3}$$

che diventa massimo per $x = (l-b)/2$:

$$M_{max} = \frac{P_1+P_2}{4}\cdot\frac{(l-b)^2}{l} \tag{17.4}$$

Se $P_1 = P_2 = P$, risulta $b = a/2$ e quindi

$$M_x = \frac{2P}{l}\left[\left(l-\frac{a}{2}\right)-x\right]x \tag{α}$$

che diventa massimo per $x = l/2 - a/4$:

$$M_{max} = \frac{P}{2l}\cdot\left(l-\frac{a}{2}\right)^2 \tag{17.5}$$

Al momento dovuto al carico viaggiante si deve aggiungere quello dovuto al peso proprio della trave, ossia

$$M_G = \frac{Gx}{2}\left(1-\frac{x}{l}\right) \tag{β}$$

dove G è il peso totale della trave supposto uniformemente distribuito sulla lunghezza l. Tale momento risulta massimo in mezzeria, dove vale

$$M_{Gmax} = \frac{1}{8}Gl \tag{17.6}$$

La fig. 17.15 riporta i diagrammi dei momenti flettenti M_x, M_G e $M_x + M_G$.

Con riferimento alla fig. 17.14, lo sforzo di *taglio* per i carichi mobili è dato dalla

$$T_x = \frac{P_1+P_2}{l}\,[(l-b)-x]$$

che è massimo sull'appoggio A per $x = 0$:

$$T_{maxA} = P_1 + P_2 - \frac{P_2\,a}{l} \tag{17.7}$$

Se $P_1 = P_2 = P$, si ha:

$$T_x = \frac{2P}{l}\left[\left(l-\frac{a}{2}\right)-x\right] \tag{γ}$$

e:

$$T_{maxA} = P\left(2-\frac{a}{l}\right) \tag{17.8}$$

Lo sforzo di taglio dovuto al peso proprio G della trave, vale

$$T_G = G\left(\frac{1}{2}-\frac{x}{l}\right) \tag{δ}$$

e risulta massimo sull'appoggio A per $x = 0$

$$T_{GmaxA} = \frac{G}{2} \tag{17.9}$$

La fig. 17.15 riporta i diagrammi degli sforzi di taglio T_x, T_G e $T_x + T_G$.

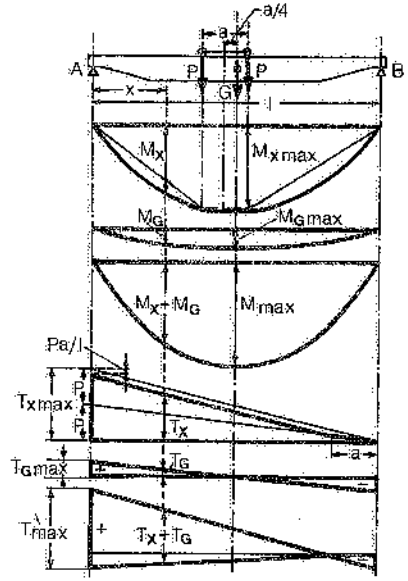


Fig. 17.15 – Trave appoggiata con due carichi eguali scorrevoli sulla stessa: diagrammi dei momenti flettenti e del taglio dovuti ai due carichi, al peso proprio e totali.

Per una trave a sezione ed altezza costanti, appoggiata agli estremi su appoggi non cedevoli ed a livello, la *freccia massima* in mezzeria dovuta a due carichi mobili ($P_1 = P_2 = P$) distanti a vale:

$$\text{per } a \leqslant 0{,}65\,l: \quad f_P = \frac{P(l-a)\,[3\,l^2-(l-a)^2]}{48\,E\,J_x} \tag{ε}$$

$$\text{per } a > 0{,}65\,l: \quad f_P = \frac{P\,l^3}{48\,E\,J_x}$$

Se la trave è parabolica, il valore della freccia massima in mezzeria è dato, con buona approssimazione, dalla

$$f'_P = \frac{f_P}{0{,}75+0{,}25\sqrt{\dfrac{h_0}{h_m}}} \tag{17.10}$$

essendo h_m e h_0 rispettivamente le altezze in mezzeria ed alle estremità. Se la trave è trapezoidale, con rastrematura alle estremità, come valore della freccia massima si può assumere

$$f''_P = \frac{f_P}{0{,}9+0{,}1\sqrt{\dfrac{h_0}{h_m}}} \tag{17.11}$$

La freccia in mezzeria, dovuta al peso proprio, vale

(η) $$f_G = \frac{5}{384}\,\frac{G\,l^3}{E\,J_x}$$

Il calcolo di f_G consente di determinare la controfreccia da dare, in fase di costruzione, alla trave, affinché questa, una volta montata sulle vie di corsa e in assenza di carichi sospesi, risulti pressoché orizzontale.

In pratica, la freccia costituisce uno dei parametri fondamentali in vista del dimensionamento di strutture sollecitate da carichi dinamici.

Come già si è accennato, i valori delle forze indotte da carichi scorrevoli su una trave appoggiata all'estremità, possono anche essere determinati ricorrendo alle *linee di influenza*.

Considerando per semplicità una trave a due appoggi sopportante un carico mobile P = 1 t_f (fig. 17.16), la reazione all'appoggio A è funzione della distanza x fra il carico e l'appoggio B

$$A = 1 \cdot \frac{x}{l} = y_A$$

ossia la reazione A varia secondo una retta (linea di influenza) i cui estremi sono definiti dalle relazioni

$$x = 0 \qquad y_A = 0$$
$$x = l \qquad y_A = P$$

Tale linea consente di trovare graficamente la reazione A per qualsiasi valore del carico P e per qualsiasi sua posizione.

Analogamente, si può ricavare la linea di influenza della reazione A nel caso di due carichi mobili P_1 e P_2 distanti a (fig. 17.17). Basta infatti sommare le linee di influenza relative ai due carichi P_1 e P_2 (15). La reazione in A è data dalla

$$A = P_1 y_1 + P_2 y_2 = P_1 \frac{x}{l} + P_2 \frac{x-a}{l}$$

Dalle linee di influenza delle reazioni A e B indotte da un carico scorrevole P, si può facilmente risalire alla linea di influenza del taglio nei vari punti della trave: così, la fig. 17.19, relativa ad un carico mobile P = 1 t_f, fornisce la linea di influenza del taglio in una sezione S della trave.

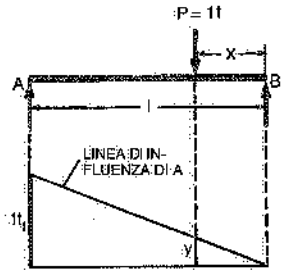


Fig. 17.16 – Linea di influenza della reazione A in una trave appoggiata con un carico mobile unitario.

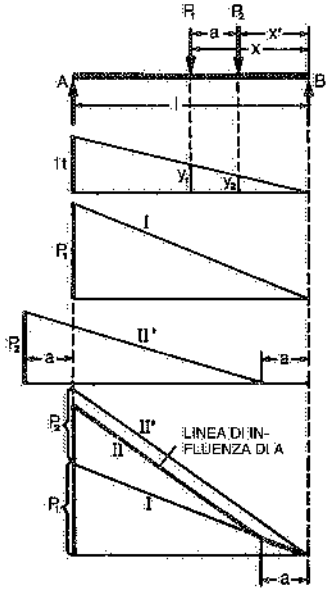


Fig. 17.17 – Linea di influenza della reazione A in una trave appoggiata con due carichi mobili qualsiasi, distanti a.

(15) In pratica, si portano le forze P_1 e P_2 sulla linea d'azione della reazione A e si tracciano le linee I e II'; infine, si traccia la parallela alla II' passante per il punto della I distante a dall'appoggio B. Il procedimento è analogo se i carichi mobili sono più di due (fig. 17.18).

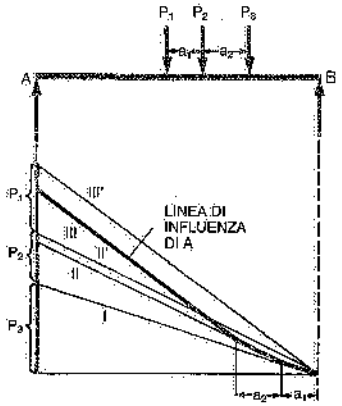


Fig. 17.18 – Linea di influenza della reazione A in una trave appoggiata con tre carichi mobili.

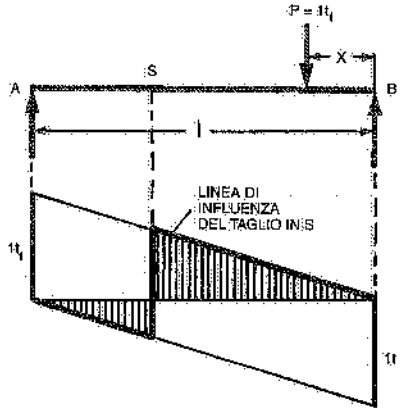


Fig. 17.19 – Linea di influenza del taglio in una sezione qualsiasi di una trave appoggiata con un carico mobile unitario.

Immaginiamo infatti la trave tagliata in corrispondenza del punto S: se il carico si trova sul tratto di trave alla destra di S, il tratto di trave a sinistra di S è sottoposto alla sola reazione A = 1·x/l; analogamente, se il carico mobile si sposta a sinistra del punto S, il tratto di trave posto a destra di S è sottoposto alla sollecitazione indotta dalla B = 1·(l − x)/l. Quindi, la linea di influenza del taglio coincide con la linea di influenza delle reazioni A e B e presenta una discontinuità in corrispondenza della sezione S.

La linea di influenza delle reazioni A e B consente anche di trovare lo sforzo di taglio totale prodotto nella sezione S da due o più carichi mobili lungo la trave. Infatti (fig. 17.20), il taglio è dato dalla

$$T = P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + \ldots$$

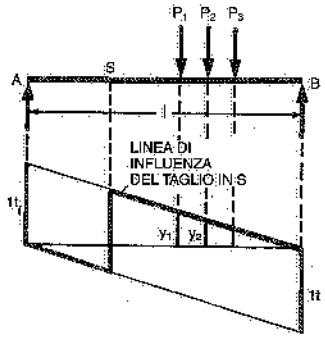


Fig. 17.20 – Linea di influenza del taglio in una sezione qualsiasi di una trave appoggiata con tre carichi mobili.

e risulta massimo quando le ordinate y_1, y_2, y_3, ... sono massime: il che accade allorquando il sistema di carichi si trova in prossimità del punto S. Lo sforzo di taglio nella sezione S è massimo quando P_1 capita in corrispondenza di S (purché P_1 non sia molto piccolo rispetto agli altri carichi).

Infine, la fig. 17.21 fornisce la linea di influenza del momento flettente in una sezione S della trave soggetta ad un carico mobile P = 1 t_f. Infatti, il momento flettente in S vale

(17.12) $$M_S = A\,l_1 = 1 \cdot \frac{x}{l}\,l_1 = y_m$$

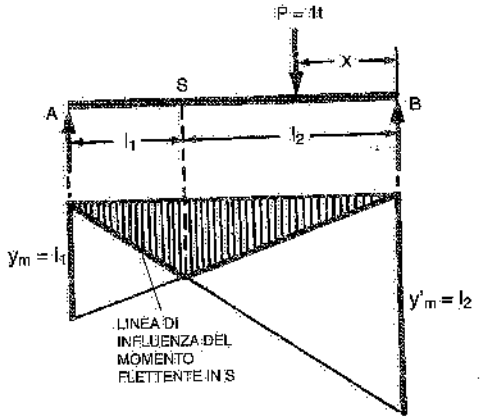


Fig. 17.21 – Linea di influenza del momento flettente in una sezione qualsiasi di una trave appoggiata con un carico mobile unitario.

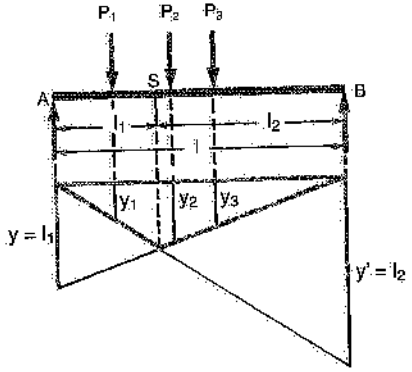


Fig. 17.22 – Linea di influenza del momento flettente in una sezione qualsiasi di una trave appoggiata con tre carichi mobili.

se il carico P si trova alla destra di S, mentre se P sta a sinistra di S, si ha

$$M_S = B\,l_2 = 1\frac{l-x}{l}\,l_2 = y'_m \qquad (17.13)$$

Le due rette (17.12) e (17.13) – com'è facile dimostrare – si incrociano in corrispondenza dell'ordinata per S.

Dal caso di un solo carico mobile, si può passare ad un sistema di più carichi mobili (fig. 17.22), i quali inducono in una sezione S della trave un momento flettente totale

$$M_S = P_1\,y_1 + P_2\,y_2 + P_3\,y_3 + \ldots$$

Il momento flettente massimo si trova sempre sotto uno dei carichi. Così, con riferimento ad una trave a due appoggi sollecitata da due carichi mobili P_1 e P_2 (fig. 17.23), se $P_1 > P_2$, il momento flettente massimo cade sotto P_1; ciò avviene per $x = x'$ ovvero quando P_1 e R si trovano a cavallo della mezzeria della trave: infatti, il momento flettente a destra di P_1 vale $M_x = Ax = R \cdot x \cdot x'/l$ e diventa massimo proprio quando $x = x'$. Ritroviamo pertanto, attraverso la teoria delle linee di influenza, l'espressione (17.4) dianzi riportata e, per $P_1 = P_2 = P$, l'espressione (17.5).

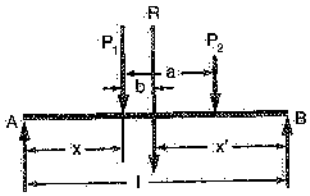


Fig. 17.23 – Elementi per la determinazione del momento flettente massimo in una trave appoggiata con due carichi mobili qualsiasi, distanti *a*.

Se le forze che si muovono sulla trave sono più di due, il momento flettente massimo si ha ancora per $x = x'$ (fig. 17.24) ovverosia quando R e la forza più vicina a R (P_2 nel caso della figura) si trovano a cavallo della mezzeria della trave: tale momento viene pertanto a cadere sotto la forza P_2 e vale:

$$M_{P_2} = A_x - P_1\,a_1 = R\frac{x^2}{l} - P_1\,a_1 \qquad (17.14)$$

Le espressioni sopra riportate, relative alle sollecitazioni indotte da due carichi mobili uguali fra loro su una trave semplicemente appoggiata, si possono scrivere, mediante l'introduzione di opportuni coefficienti, nelle forme seguenti:

$$(\alpha\text{ bis}) \qquad M_x = \frac{2P}{l}\left[\left(l - \frac{a}{2}\right) - x\right]x = \alpha\,Pl$$

$$(\beta\text{ bis}) \qquad M_G = \frac{Gx}{2}\left(1 - \frac{x}{l}\right) = \beta\,Gl$$

$$(\gamma\text{ bis}) \qquad T_x = \frac{2P}{l}\left[\left(1 - \frac{a}{2}\right) - x\right] = \gamma\,P$$

$$(\delta\text{ bis}) \qquad T_G = G\left(\frac{1}{2} - \frac{x}{l}\right) = \delta\,G$$

$$(\varepsilon\text{ bis}) \qquad f_P = \frac{P(l-a)[3l^2 - (l-a)^2]}{48\,E\,J_x} = \varepsilon\frac{P}{J_x}\left(\frac{l}{100}\right)^3$$

$$(\eta\text{ bis}) \qquad f_G = \frac{5}{384}\frac{G\,l^3}{E\,J_x} = \eta\frac{G}{J_x}\left(\frac{l}{100}\right)^3$$

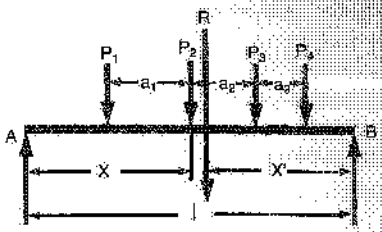


Fig. 17.24 – Elementi per la determinazione del momento flettente massimo in una trave appoggiata con più carichi mobili.

Ne consegue che la valutazione delle sollecitazioni massime cui il ponte di una gru è soggetto da parte di due carichi P distanti *a*, è facilitata dalla conoscenza dei coefficienti α, β, γ, δ, ε, η, che riportiamo nella tab. 17.IX per diversi valori di a/l e di x/l.

Le frecce fornite dalla tabella si riferiscono ad una trave a sezione costante. Come già si è detto, per le travi a forma parabolica, le frecce ricavate dalla tab. 17.IX vano moltiplicate per

$$\frac{1}{0{,}75 + 0{,}25\sqrt{\dfrac{h_0}{h_m}}}$$

Per le travi rastremate agli estremi, il fattore di moltiplicazione è

$$\frac{1}{0{,}9 + 0{,}1\sqrt{\dfrac{h_0}{h_m}}}$$

(h_m e h_0 sono le altezze della trave in mezzeria ed alle estremità).

Nel caso dei ponti a parete piena, si deve effettuare la verifica all'*imbozzamento dell'anima* e allo *svergolamento della trave* (cedimento laterale provocato da tiri obliqui del carico, urti, forze d'inerzia di avviamento od arresto del ponte, ecc.) (16).

(16) La verifica allo svergolamento deve essere effettuata anche nel caso di ponti a struttura reticolare. Rileviamo inoltre che i tiri obliqui del carico sono vietati dalla legge (D.P.R. 547), ma non si può escludere che in pratica vengano eseguiti.

Tabella 17.IX – Coefficienti per il calcolo dei momenti flettenti, degli sforzi di taglio e delle frecce in mezzeria in una trave lunga *l* appoggiata agli estremi e caricata da due carichi mobili P eguali fra loro e distanti *a* (ponti di gru, vie di corsa semplicemente appoggiate, ecc.).

Due carichi P concentrati distanti a																								Carico ripartito G (peso proprio)
Rapporto a : l																								Momenti flettenti. Valori di β in $M_G = \beta\, G\, l^2$ (M_G in kg$_f$ cm; G in kg$_f$/l in cm)
x/l	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,25	0,30		
	Momenti flettenti. Valori di α nella formula $M_x = \alpha\, P\, l$ (M_x in kg$_f$ cm; P in kg$_f$; l in cm)																					
1:12 = 0,083	0,151	0,150	0,149	0,148	0,147	0,145	0,145	0,144	0,144	0,143	0,143	0,142	0,141	0,140	0,139	0,138	0,137	0,136	0,132	0,127	0,0385	
1:10 = 0,100	0,177	0,175	0,175	0,174	0,173	0,172	0,171	0,170	0,168	0,168	0,167	0,166	0,165	0,164	0,163	0,162	0,161	0,160	0,155	0,150	0,0450	
2:12 = 0,166	0,272	0,270	0,268	0,267	0,265	0,263	0,261	0,259	0,258	0,256	0,255	0,253	0,252	0,250	0,249	0,247	0,246	0,244	0,237	0,228	0,0895	
2:10 = 0,200	0,314	0,312	0,310	0,308	0,305	0,304	0,302	0,300	0,298	0,296	0,294	0,292	0,290	0,288	0,286	0,284	0,282	0,280	0,270	0,260	0,0600	
3:12 = 0,250	0,366	0,363	0,361	0,358	0,356	0,354	0,352	0,349	0,347	0,344	0,342	0,340	0,337	0,335	0,332	0,330	0,328	0,325	0,313	0,300	0,0938	
3:10 = 0,300	0,411	0,408	0,406	0,402	0,399	0,396	0,393	0,390	0,387	0,384	0,381	0,378	0,375	0,372	0,369	0,366	0,363	0,360	0,345	0,330	0,1050	
4:12 = 0,333	0,437	0,432	0,428	0,423	0,418	0,414	0,410	0,405	0,402	0,400	0,397	0,395	0,392	0,390	0,387	0,385	0,383	0,380	0,360	0,344	0,1110	
4:10 = 0,400	0,468	0,464	0,460	0,456	0,452	0,448	0,444	0,440	0,436	0,432	0,428	0,424	0,420	0,416	0,412	0,408	0,404	0,400	0,380	0,360	0,1200	
5:12 = 0,416	0,474	0,470	0,466	0,462	0,458	0,454	0,449	0,445	0,441	0,437	0,432	0,428	0,423	0,418	0,413	0,409	0,405	0,400	0,381	0,360	0,1250	
5:10 = 0,500	0,486	0,480	0,475	0,470	0,465	0,460	0,455	0,450	0,445	0,440	0,435	0,430	0,425	0,420	0,415	0,410	0,405	0,400	0,381	0,360		
x/l	Sforzi taglianti. Valori di γ nella formula $T_x = \gamma\, P$ (T_x in kg$_f$; P in kg$_f$)																				Sforzi taglianti. Valori di δ in $T_G = \delta\, G$	
0	1,970	1,960	1,950	1,940	1,930	1,920	1,910	1,900	1,890	1,880	1,870	1,860	1,850	1,840	1,830	1,820	1,810	1,800	1,750	1,700	0,500	
1:12 = 0,083	1,803	1,793	1,783	1,773	1,763	1,753	1,743	1,733	1,723	1,713	1,703	1,693	1,683	1,673	1,663	1,653	1,643	1,633	1,583	1,533	0,416	
1:10 = 0,100	1,770	1,760	1,750	1,740	1,730	1,720	1,710	1,700	1,690	1,680	1,670	1,660	1,650	1,640	1,630	1,620	1,610	1,600	1,550	1,500	0,400	
2:12 = 0,166	1,638	1,628	1,618	1,608	1,598	1,588	1,578	1,568	1,558	1,548	1,538	1,528	1,518	1,508	1,496	1,486	1,476	1,466	1,416	1,366	0,333	
2:10 = 0,200	1,570	1,590	1,560	1,540	1,530	1,520	1,510	1,500	1,490	1,480	1,470	1,460	1,450	1,440	1,430	1,420	1,410	1,400	1,350	1,300	0,300	
3:12 = 0,250	1,470	1,490	1,480	1,460	1,440	1,430	1,420	1,410	1,400	1,390	1,380	1,370	1,360	1,350	1,330	1,320	1,310	1,300	1,250	1,200	0,250	
3:10 = 0,300	1,360	1,350	1,350	1,340	1,330	1,320	1,310	1,300	1,290	1,280	1,270	1,260	1,250	1,240	1,230	1,220	1,210	1,200	1,150	1,100	0,200	
4:12 = 0,333	1,303	1,293	1,283	1,273	1,263	1,253	1,243	1,233	1,223	1,213	1,203	1,193	1,183	1,173	1,163	1,153	1,143	1,133	1,083	1,033	0,167	
4:10 = 0,400	1,170	1,160	1,150	1,140	1,130	1,120	1,110	1,100	1,090	1,080	1,070	1,060	1,050	1,040	1,030	1,020	1,010	1,000	0,950	0,900	0,100	
5:12 = 0,416	1,136	1,126	1,116	1,106	1,096	1,086	1,076	1,066	1,056	1,046	1,036	1,026	1,016	1,006	0,996	0,986	0,976	0,966	0,916	0,866	0,083	
5:10 = 0,500	0,970	0,960	0,950	0,940	0,930	0,920	0,910	0,900	0,890	0,880	0,870	0,860	0,850	0,840	0,830	0,820	0,810	0,800	0,750	0,700	0,000	
x/l	Frecce in mezzeria. Valori di ε nella formula $f_P = \varepsilon \frac{P}{J_x}\left(\frac{l}{100}\right)^3$ in cm (P in kg$_f$; J_x in cm^4; l in cm)																				Frecce in mezzeria. Valore di η	
5:10 = 0,500	0,01995	0,01993	0,01990	0,01985	0,0198	0,01983	0,01980	0,0197	0,01963	0,01957	0,0195	0,0194	0,01936	0,0192	0,01911	0,0190	0,01895	0,0189	0,0183	0,0176	in $f_G = \eta \frac{G}{J_x}\left(\frac{l}{100}\right)^3$	
a : l	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,25	0,30	0,0065 cm^{-1} J_x (in cm^4)	

a/l = rapporto fra la distanza a delle ruote e la lunghezza l della trave fra gli appoggi; x/l = distanza x in rapporto ad l dell'asse della ruota sinistra dall'appoggio sinistro.

Al fine di ovviare al primo inconveniente si può assumere, in prima approssimazione:

$$s > \frac{1}{45} H$$

dove:

s = spessore dell'anima;

H = altezza netta dell'anima.

In pratica, si applicano alla trave del ponte (avente, da sola, insufficiente stabilità) dei montanti verticali distanti tra di loro quanto l'altezza della trave stessa. La verifica nei confronti dell'imbozzamento dell'anima può essere condotta in modo più preciso seguendo le indicazioni della tabella CNR-UNI 10011.

Per evitare lo svergolamento del ponte e delle vie di corsa è opportuno che risulti

$$J_y > \frac{1}{5} J_x$$

Per le vie di corsa, si possono prevedere travi laterali di irrigidimento comprendenti una trave di sponda e travi di controvento (fig. 17.25). Sovente, però, le travi di scorrimento sono costituite da strutture a cassone oppure da profilati laminati o elettrosaldati. Sulle travi di irrigidimento viene di solito montata la passerella di ispezione o di servizio.

Fig. 17.25 – Sezione trasversale di un carroponte a struttura reticolare, con vie di corsa composte da travi di sponda e di controvento.

Il calcolo delle travi di irrigidimento del ponte (ossia della trave di sponda e della trave di controvento) si effettua considerando:

- il peso proprio;
- il peso dei meccanismi di traslazione che gravano sulle travi stesse;
- il carico concentrato dovuto a persone o a parti di ricambio del carroponte (tale carico non si assume mai inferiore a 300 kg$_f$);

– le sollecitazioni orizzontali trasversali dovute alla frenatura o all'avviamento della massa traslante, valutate come si è visto nel § 17.4.

C) Travi di testata o travi portaruote

Sono generalmente costituite da due travi a U accoppiate oppure da travi a cassone (figg. 17.26, 17.27 e 17.28).

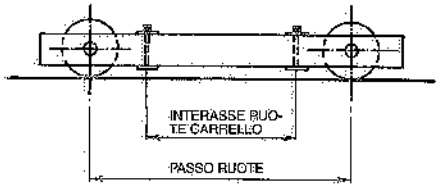


Fig. 17.26 – Trave di testata di un carroponte bitrave.

Con particolare riferimento alle testate dei carriponte a cassone, si sceglie in genere fra le seguenti alternative:

– testata in un solo pezzo, bullonata alle travi costituenti il ponte (fig. 17.29);
– testata in due pezzi, con giunto bullonato in mezzeria, saldata alle travi del ponte (figg. 17.30 e 17.5);
– testata in due pezzi, con giunto bullonato in mezzeria, unita a sua volta con bulloni alle travi costituenti il ponte.

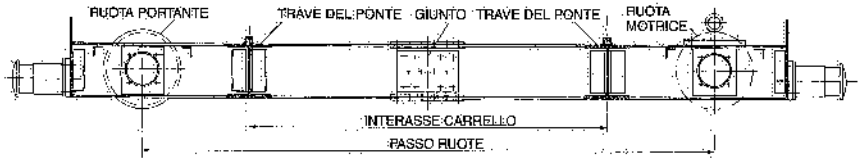


Fig. 17.27 – Trave di testata di un carroponte bitrave.

Le travi di testata assumono inoltre forme diverse a seconda che le ruote sono montate su perni fissi ("alberi passanti") o su appositi appoggi ("supporti a squadra") che, con un leggero sollevamento delle testate, consentono una facile sostituzione delle ruote stesse (fig. 17.31). La distinzione fra travi porta-ruote con o senza supporti a squadra, vale anche per il carrello-argano.

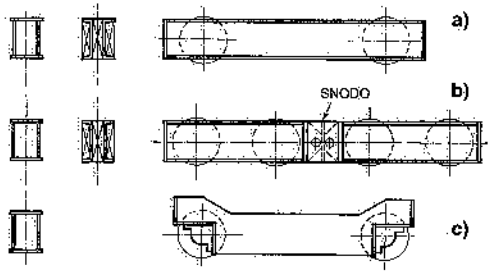


Fig. 17.28 – Alcuni tipi di testate portaruote: a) ad asse passante; b) ad asse passante e snodata in mezzeria (per ottenere l'isostaticità); c) con supporti a squadra.

Fra il filo esterno delle travi di testata ed il fabbricato (fig. 17.4) si lascia un franco non inferiore a 100 mm. Tale franco – almeno in corrispondenza di una testata – risulta assai più rilevante (può superare anche 500 mm) se si installano rulli di guida laterali su entrambe le fiancate di una sola testata (vd. punto D).

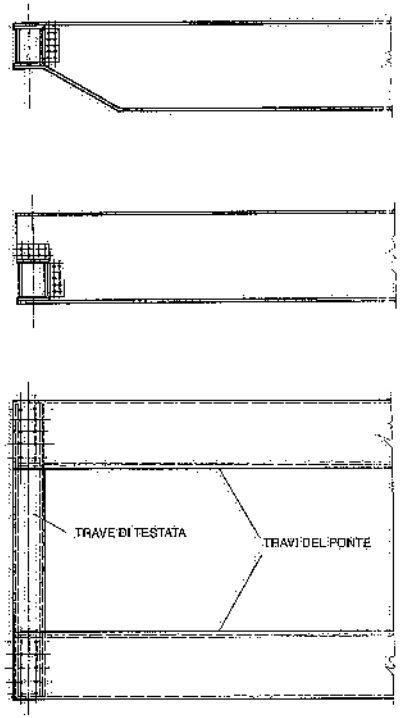


Fig. 17.29 – Trave del ponte bullonata alla testata portaruote costruita in un solo pezzo.

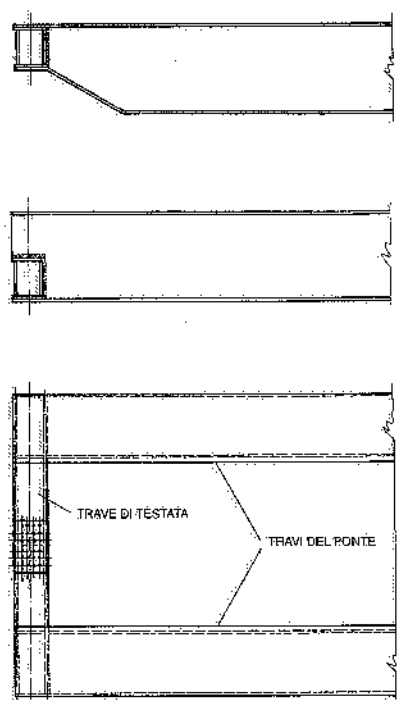


Fig. 17.30 – Trave del ponte saldata alla testata portaruote costituita da due pezzi bullonati in mezzeria.

D) Ruote

Le ruote sono montate su bronzine o su cuscinetti; possono avere bordini di riscontro oppure esserne prive.

Le *ruote montate su bronzine* vengono impiegate per basse velocità di esercizio ed in presenza di piani di scorrimento imperfetti (parallelismo e rettilineità delle rotaie fuori tolleranze, giunzioni delle rotaie difettose, ecc.): infatti, consentendo uno spostamento assiale, tali ruote sono in grado di correggere pronunciati difetti delle vie di corsa.

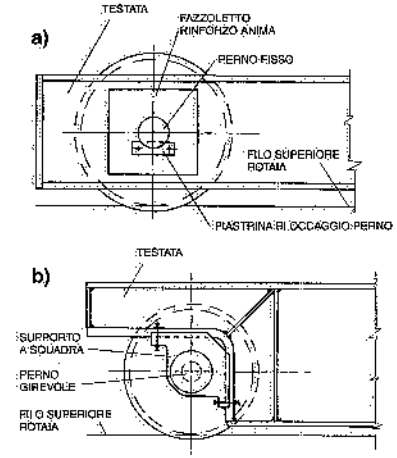


Fig. 17.31 – Modalità di montaggio delle ruote di un carroponte: a) ruota montata su asse fisso o passante; b) ruota montata su supporto a squadra.

Le *ruote montate su cuscinetti* si presentano nelle due versioni seguenti:
- ruote montate su boccole rotanti su perno fisso o passante (fig. 17.32a) oppure direttamente sul perno: opportuni distanziali consentono di correggere, come nel caso delle ruote montate su bronzine, eventuali difetti di interasse delle ruote;
- ruote calettate a caldo sull'albero (fig. 17.32b), il quale ruota su cuscinetti (l'albero di solito è in presa diretta con il riduttore o con l'albero di trasmissione); non è più possibile correggere eventuali difetti di interasse delle rotaie, ma, in compenso, il montaggio e lo smontaggio delle ruote risultano più facili e rapidi.

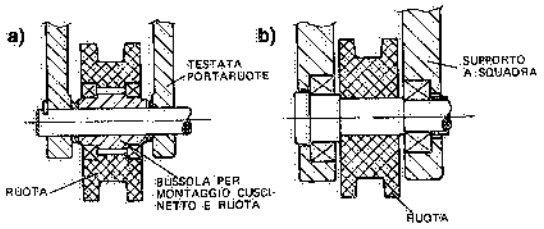


Fig. 17.32 – Modalità di montaggio di ruote per carriponte su cuscinetti a rotolamento: a) con boccole rotanti; b) calettamento diretto sull'albero.

La fascia di rotolamento delle ruote può essere realizzata in diversi modi. Il tipo tradizionale di ruote prevede due *bordini* laterali che servono anche come guida del carroponte (fig. 17.33a); il gioco da lasciare fra tali bordini ed il fungo della rotaia dipende essenzialmente dall'interasse delle rotaie, dal grado di allineamento delle vie di corsa, dalla rigidezza delle strutture portanti il fabbricato: in relazione a tali fattori, il gioco da prevedere varia da 10 a 20 mm complessivi.

Per ovviare agli inconvenienti connessi all'impiego dei bordini (in particolare, maggiori attriti e quindi più rapida usura delle ruote e della rotaia), si ricorre a *rulli di guida* regolabili, ad asse verticale (fig. 17.34): in tal modo, anziché attrito di strisciamento sui bordini delle ruote, si ha solo attrito volvente sui rulli di guida. Ciò si traduce in una maggior durata delle ruote e in un minor costo di manutenzione. I rulli di guida sono di solito previsti da ambo le parti di una sola delle due rotaie di scorrimento, mentre le ruote hanno larghezze della superficie di contatto superiori di 40÷90 mm rispetto alla larghezza del fungo della rotaia (fig. 17.33b).

Il *diametro* delle ruote è funzione della reazione, della velocità, dell'intensità del servizio, del materiale di cui sono costituite le ruote stesse e le rotaie (17), nonché

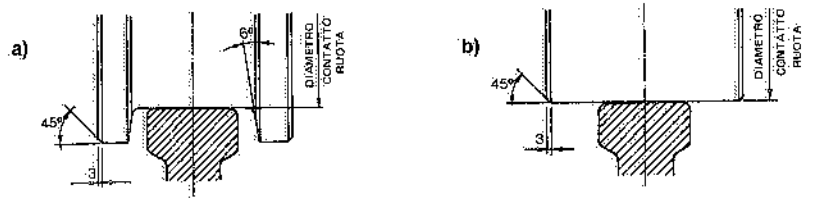


Fig. 17.33 – Ruote di carroponte: a) con bordini; b) senza bordini.

(17) Le ruote si possono costruire con i seguenti materiali:
- ruote di piccolo e medio diametro, fucinate o ricavate da barra: 38NiCrMo4 bon. o C40 bon.;
- ruote di grande diametro (> 750 mm circa): fucinate.

La suola delle ruote può essere sottoposta a trattamento di indurimento al fine di aumentarne la portanza.

della larghezza del fungo della rotaia. Devono essere verificate le due condizioni seguenti (18):

(17.15)

$$\begin{cases} P_{regolare} \leqslant (a-2r) \cdot D \cdot p \cdot c_1 \cdot c_2 \\ P_{eccezionale} \leqslant 1{,}4 \cdot (a-2r) \cdot D \cdot p \end{cases}$$

dove:
- P = carico di calcolo della ruota (N) (19);
- D = diametro di contatto della ruota (mm);
- a = larghezza fungo rotaia;
- r = raggio arrotondamento fungo rotaia;
- p = pressione specifica ammissibile fra ruota e rotaia (MN/m^2);
- c_1 = coefficiente dipendente dalla velocità, ossia dal numero di giri al minuto compiuti dalla ruota (adimensionale);
- c_2 = coefficiente dipendente dalla classe della gru (o del carrello);
- $a-2r$ = larghezza utile del fungo della rotaia (mm).

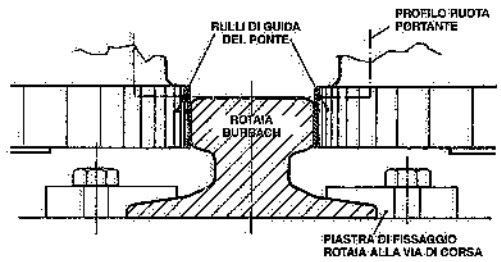


Fig. 17.34 – Ruota di carroponte senza bordino, ma con rulli di guida laterali (ad assi verticali).

Le tabelle 17.X e 17.XI forniscono i valori di c_1 e c_2; p dipende dal materiale con cui sono costruite le ruote (tab. 17.XII), mentre i valori di $a-2r$ sono riportati, per le rotaie Burbach, nella tab. 18.XVI. Per le rotaie Vignole si assume come larghezza utile del fungo: $a-4/3r$.

La tab. 17.XIII fornisce alcuni valori indicativi del diametro delle ruote e del loro interasse nel caso di carriponte elettrici appartenenti alla classe M5 ed aventi portate variabili da 5 a 20 t e interassi rotaie da 8 a 30 m.

Tabella 17.X – Valori di c_1 in funzione del numero di giri n della ruota.

n giri/min	c_1	n giri/min	c_1	n giri/min	c_1
200	0,66	50	0,94	16	1,09
160	0,72	45	0,96	14	1,1
125	0,77	40	0,97	12,5	1,11
112	0,79	35,5	0,99	11,2	1,12
100	0,82	31,5	1	10	1,13
90	0,84	28	1,02	8	1,14
80	0,87	25	1,03	6,3	1,15
71	0,89	22,4	1,04	5,6	1,16
63	0,91	20	1,06	5	1,17
56	0,92	18	1,07		

(18) UNI 7670 ("Meccanismi per apparecchi di sollevamento: istruzioni per il calcolo") e PEM 1001-87.

(19) Tale carico è quello indotto dal carrello-argano portante il carico massimo e spostato verso la testata del ponte sulla quale sono montate le ruote oggetto del calcolo.

Tabella 17.XI – Valori di c_2 in funzione della classe a cui appartiene il meccanismo.

Classe dei meccanismi	c_2
M1	1,20
M2	1,12
M3	1,12
M4	1,00
M5	1,00
M6	0,90
M7	0,80
M8	0,80

Tabella 17.XII – Valori di p in funzione del carico di rottura del materiale della ruota a contatto con la rotaia.

Carico di rottura del materiale MPa	p MPa
490	4,9
590	5,5
680	6,4
780	7,1

Tabella 17.XIII – Valori indicativi dei diametri e degli interassi delle ruote (in numero di due per testata) di carriponte elettrici della classe M5 in funzione della portata e dell'interasse rotaie.

Portata t	Interasse rotaie m	Diametro ruote mm	Interasse ruote mm
5	16,5	160	2500
	21	250	3150
	26	250	4000
	30	400	4500
10	16,5	250	2500
	21	400	3150
	26	400	4000
	30	400	4500
16	13	400	2500
	21	400	3150
	26	400	4000
	30	400	4500
20	11	400	2500
	21	400	3150
	26	400	4000
	30	500	4500

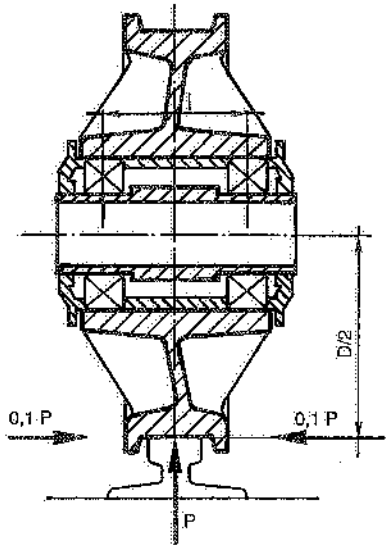


Fig. 17.35 – Calcolo del carico sui cuscinetti delle ruote di traslazione delle gru per determinare la durata dei cuscinetti volventi.

Si deve inoltre calcolare il carico sui cuscinetti delle ruote al fine di determinare la durata dei cuscinetti stessi. Con riferimento alla fig. 17.35, siano:

P = il carico di calcolo della ruota (kg_f);
$0,1P$ = la forza orizzontale di calcolo (valore medio fra i valori effettivi massimo e minimo della forza orizzontale agente sul piano del fungo della rotaia);
P_I = il carico effettivo sul cuscinetto I con forza orizzontale $0,1P$ (kg_f);
P_{II} = il carico effettivo sul cuscinetto II con forza orizzontale $0,1P$ (kg_f);
x = il coefficiente per il carico radiale (secondo le indicazioni del costruttore dei cuscinetti);
y = il coefficiente per il carico assiale (secondo le indicazioni del costruttore dei cuscinetti);
D = il diametro contatto ruota (cm);
l = la distanza da mezzeria a mezzeria dei cuscinetti (cm);

risulta:

$$P_I = \frac{x\,P}{2}\left(1+\frac{0,1D}{l}\right)$$

$$P_{II} = \frac{P\,x}{2}\left(1-\frac{0,1D}{l}\right)+0,1\,y\,P$$

Detti P_{max} il maggiore fra i valori di P_I e P_{II} (riferiti ad una configurazione di gru carica) e P_{min} il minore degli stessi (considerando la gru scarica), si ottiene il carico ideale sui cuscinetti P_{id} mediante la

(17.16)
$$P_{id} = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}$$

che deve poi essere introdotto nella formula per il calcolo della durata dei cuscinetti secondo le indicazioni dei costruttori.

E) Rotaie

Le rotaie da montare sulle vie di corsa delle gru e dei carrelli-argano vengono scelte in relazione alle condizioni di lavoro.

Si usano rotaie del tipo Vignole (fig. 17.36b) o anche semplici barre quadre o piatte in acciaio (fig. 17.36a) saldate direttamente alle vie di corsa, per servizi leggeri. Si ricorre invece a rotaie del tipo Burbach (fig. 17.36c) per i carriponte adibiti a servizi pesanti.

Le rotaie Vignole hanno un elevato modulo di resistenza e sono quindi adatte ad essere installate su basamenti in cemento o su traversine. Per contro, le rotaie Burbach presentano il vantaggio di avere un basso valore del rapporto fra modulo resistente e peso per metro lineare di rotaia; hanno inoltre un ampio piano di appoggio, il che facilita l'operazione di fissaggio alle vie di corsa. La fig. 17.37a illustra un esempio di fissaggio di rotaie Burbach alle vie di corsa.

Le tabelle 17.XIV, 17.XV e 17.XVI forniscono gli elementi più caratteristici delle rotaie suddette.

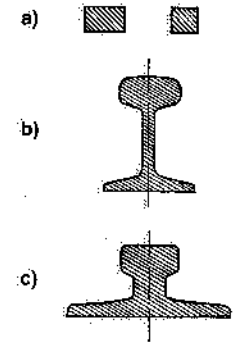
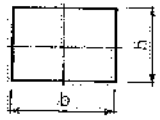


Fig. 17.36 – Tipi di rotaie per carriponte: a) barre piatte e quadre; b) Vignole; c) Burbach.

Tabella 17.XIV – Rotaie quadre (o rettangolari) per carrelli e ponti di portata limitata.



b x h mm	40 x 30	40 x 50	50 x 30	50 x 50	60 x 40	60 x 50	70 x 50
A cm^2	12	16	15	25	24	30	35
q kg_f/m	9,4	12,6	11,8	19,6	18,8	23,6	27,5

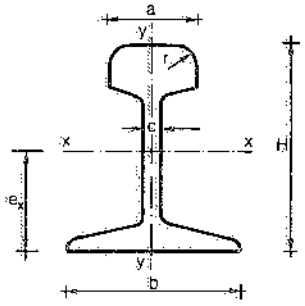
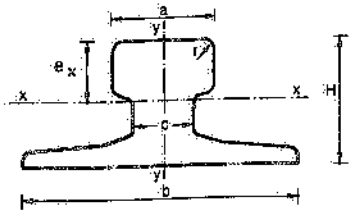


Tabella 17.XV – Caratteristiche dei tipi di rotaie Vignole per gru di più corrente impiego secondo le tabelle UNI 3225 e 3141.

Denominazione (*)	Dimensioni mm				
	a	b	c	H	e_x
9	30	55	5,6	70	35,50
14	36	72	7,5	85	44,20
27	50	95	11,0	120	58,17
36	60	100	14,0	130	64,00

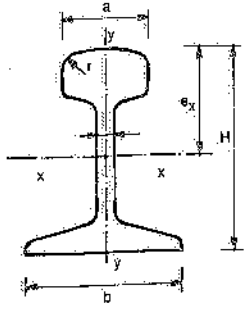
(*) Il numero rappresentativo del tipo di rotaia corrisponde approssimativamente al peso della rotaia in kg_f al metro.

Tabella 17.XVI – Caratteristiche delle rotaie Burbach e Vignole.



(DIN 536)

Denominazione	Dimensioni mm						
	a	b	c	H	e_x	r	a−2r
A 45	45	125	24	55 ± 1	33,1	4	37
A 55	55	150	31	65 ± 1	38,8	5	45
A 65	65	175	38	75 ± 1	44,4	6	53
A 75	75	200	45	85 ± 1	50,0	8	59
A 100	100	200	60	95 ± 1,5	52,1	10	80
A 120	120	200	72	105 ± 1,5	57,0	10	100



(DIN 5901)

Denominazione	Dimensioni mm						
	a	b	c	H	e_x	r	a−2r
S7	25	50	5	65	34	6	13
S10	32	58	6	70	34,8	6	20
S12	34	65	7	80	41,5	7	20
S14	38	70	9	80	41,6	8	22
S18	43	82	10	93	47,9	8	27
S20	44	82	10	100	51,8	9	26

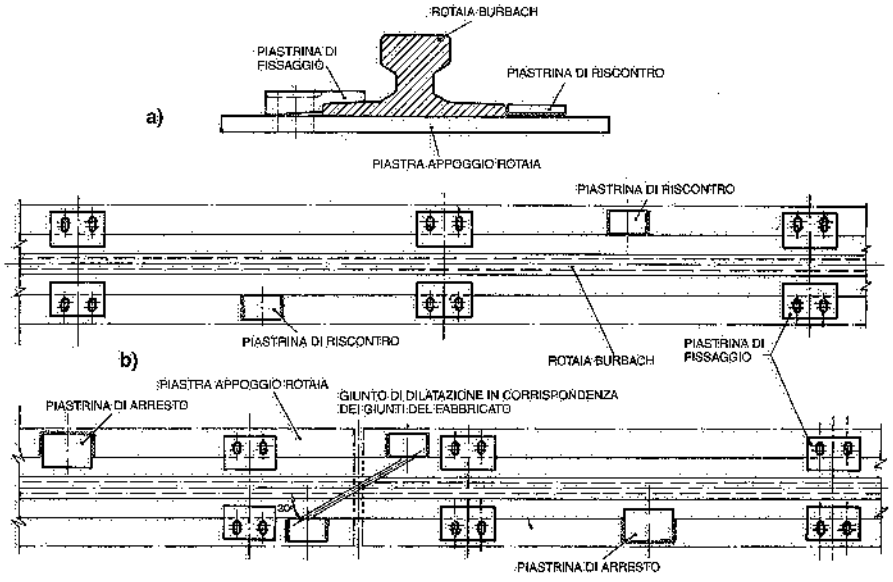


Fig. 17.37 – Sistemazione tipica di rotaia Burbach su vie di corsa metalliche: a) sezione; b) pianta.

Ricordiamo, infine, che la norma CNR 10021 "Strutture in acciaio per apparecchi di sollevamento" precisa le tolleranze relative alla installazione delle rotaie per gru a ponte (tab. 17.XVII).

F) Vie di corsa o piani di scorrimento

Le vie di corsa dei carriponte sono costituite da travi semplicemente appoggiate o da travi continue.

La scelta fra le due alternative dipende dalla consistenza del terreno su cui appoggeranno le fondazioni dei pilastri. Infatti, il cedimento del terreno e di conseguenza dei pilastri, comporta uno stato tensionale aggiuntivo nelle travi; in altre parole, la trave continua va in stato di coazione. Perciò, quando si prevedono cedimenti del terreno è preferibile adottare travi semplicemente appoggiate; soluzione, del resto, comunemente adottata nel caso di carriponte aventi portate elevate.

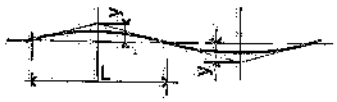
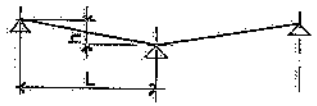
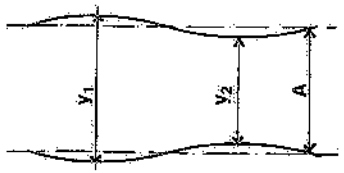
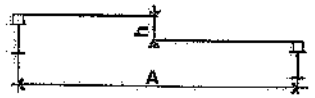
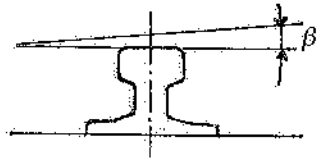
Le vie di corsa (fig. 17.38) sono di regola costruite in acciaio e sono sovente sopportate da mensole sporgenti dai pilastri del fabbricato. Il caso più frequente è quello di vie di corsa costituite da travi metalliche a doppio T, semplici o composte.

Poiché frenature e tiri obliqui del carico inducono sforzi laterali sulle vie di corsa, queste vengono irrigidite, almeno superiormente (figg. 17.38b e 17.38f). Per distanze fra gli appoggi superiori a 6÷8 m, si realizza tale irrigidimento mediante travi di sponda (fig. 17.38e) oppure ricorrendo a travi a cassone (fig. 17.38d).

Le vie di corsa degli apparecchi di sollevamento vengono considerate della medesima classe a cui appartengono gli apparecchi stessi.

I carichi da considerare per il calcolo delle vie di corsa sono i seguenti (vd. CNR 10021):
- carichi permanenti;
- carichi mobili;

Tabella 17.XVII – Tolleranze di forma per i binari di scorrimento dei carriponte.

Rettilineità rotaia		$y \leqslant \pm 1$ mm L=2000 mm
Rettilineità nel piano verticale fra punti di appoggio rotaia		$h/L \leqslant 0{,}001$
Parallelismo delle rotaie		per $A \leqslant 15$ m $y - A \leqslant 13$ mm per $A > 15$ m $y - A \leqslant$ $\leqslant (3+0{,}25\,[A-15])$ A (m)
Differenza di livello rotaie		$h/A \leqslant 0{,}0005$ $h \leqslant 10$ mm
Inclinazione rotaia rispetto piano orizzontale		$\beta \leqslant \pm 0{,}003$ rad

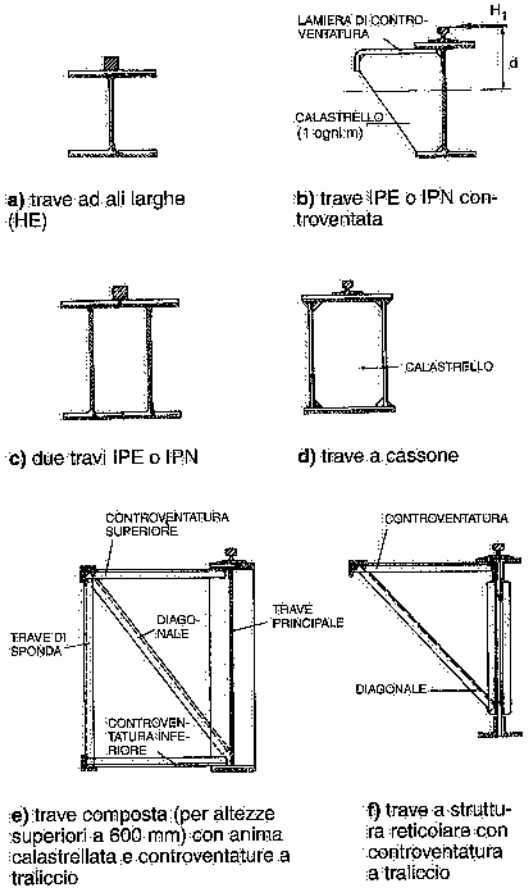
– carico sull'eventuale passerella di servizio;
– azioni di natura meteorologica;
– azioni derivanti da variazioni termiche.

In particolare, i carichi mobili comprendono tutte le azioni verticali ed orizzontali trasmesse dalle ruote di scorrimento della gru: le azioni verticali dell'apparecchio in movimento si ottengono moltiplicando le azioni verticali statiche R_{max} e R_{min} per il coefficiente M di maggiorazione di cui alla tab. 17.VII, tenendo conto della classe di appartenenza della gru; le azioni orizzontali longitudinali (dovute alle accelerazioni) si valutano come descritto al § 17.4 oppure assumendo valori pari a 1/7 delle R_{max} statiche delle ruote motrici o frenanti; infine, le azioni orizzontali trasversali (normali alla direzione del moto) si assumono pari a 1/10 dei carichi verticali statici massimi delle ruote di una testata (20).

(20) Se con H_1 indichiamo lo sforzo orizzontale trasversale rispetto alla direzione del moto del carroponte, la via di corsa sarà soggetta ad un momento flettente nel piano orizzontale indotto da H_1 e ad un momento torcente $H_1 \cdot d$ (fig. 17.38b).

Le vie di corsa vengono calcolate considerando le seguenti condizioni di carico:
– condizione I: azioni verticali statiche delle ruote maggiorate del coefficiente M;
– condizione II: azioni verticali statiche delle ruote; azioni orizzontali trasversali e longitudinali; spinta del vento.

Quando su un piano di scorrimento sono presenti più gru a ponte, si devono considerare gravanti su ogni campata: le azioni verticali dovute a due carriponte nella posizione più sfavorevole, accostati, in movimento ed a pieno carico; le azioni orizzontali trasversali relative alla gru a ponte più sfavorevole; le azioni orizzontali longitudinali relative ai due carriponte, nonché il 50% di quelle relative ai restanti carriponte. In entrambe le condizioni di carico I e II, le deformazioni elastiche ammissibili per le vie di corsa sono le seguenti:
– freccia elastica verticale: $\leqslant$ 1/800 della luce;
– freccia elastica orizzontale trasversale: $\leqslant$ 1/1600 della luce.



a) trave ad ali larghe (HE)
b) trave IPE o IPN controventata
c) due travi IPE o IPN
d) trave a cassone
e) trave composta (per altezze superiori a 600 mm) con anima calastrellata e controventature a traliccio
f) trave a struttura reticolare con controventatura a traliccio

Fig. 17.38 – Alcuni tipi di vie di corsa per carriponte.

Note le sollecitazioni gravanti sulle vie di corsa, il relativo calcolo si può fare in modo del tutto analogo a quello dei ponti se le vie di corsa sono costituite da travi appoggiate. Se invece si tratta di travi continue, si ricorre alla teoria delle travi continue. Anche qui, la conoscenza di opportuni coefficienti semplifica la valutazione delle sollecitazioni. Così, con riferimento ad un carico rappresentato da due ruote distanti a, gravate ciascuna da un peso P e scorrevoli su travi continue a più campate (di eguale luce) aventi sezione costante e disposte su appoggi a livello non cedevoli (fig. 17.39), la tab. 17.XVIII fornisce, tenendo conto dapprima del carico (prima parte della tabella) e poi del peso proprio (seconda parte della tabella), i valori e la posizione dei momenti massimi, nonché i valori delle reazioni massime.

Ai fini del dimensionamento delle vie di corsa, alcuni Autori considerano cooperante con il piano di scorrimento la sovrastante rotaia. Ciò è ammissibile se la rotaia è saldata alla trave; in caso contrario (di gran lunga il più frequente), non si può fare conto su tale cooperazione.

Tabella 17.XVIII – Coefficienti per il calcolo dei momenti flettenti e delle reazioni nelle vie di corsa – per carriponte e paranchi – costituite da travi continue con *n* campate uguali di luce l (fig. 17.39).

CARICO: Momenti massimi agli appoggi e lungo la trave
Reazioni massime agli appoggi

a/l (*)	Momenti M = ϑ P l: Agli appoggi: A (x contato da A) x/l	M_A/ϑ	B (x contato da B) x/l	M_B/ϑ	Lungo la trave: I campata (x contato da A) x/l	M_x/ϑ	II campata (x contato da B) x/l	M_x/ϑ	Reazioni agli appoggi R = κP: R_A/κ	R_B/κ
0	0,578	0,206	0,616	0,172	0,437	0,409	0,495	0,346	2,000	2,013
0,05	0,562	0,205	0,590	0,172	0,417	0,398	0,489	0,321	1,937	2,011
0,10	0,525	0,204	0,563	0,171	0,407	0,364	0,484	0,299	1,874	2,004
0,15	0,497	0,201	0,534	0,168	0,398	0,343	0,479	0,279	1,811	1,994
0,20	0,489	0,197	0,504	0,164	0,389	0,323	0,474	0,261	1,749	1,979
0,25	0,438	0,192	0,472	0,159	0,380	0,304	0,470	0,243	1,687	1,961
0,30	0,408	0,186	0,438	0,153	0,372	0,287	0,466	0,226	1,627	1,937
0,35	0,375	0,179	0,402	0,147	0,366	0,271	0,462	0,212	1,568	1,911
0,40	0,342	0,170	0,365	0,139	0,361	0,256	0,458	0,200	1,510	1,881
0,45	0,307	0,161	0,773	0,146	0,357	0,242	0,455	0,190	1,454	1,847
0,50	0,725	0,160	0,746	0,153	0,351	0,228	0,453	0,180	1,399	1,810
0,55	0,700	0,167	0,722	0,160	0,345	0,218	0,450	0,172	1,347	1,771
0,60	0,675	0,172	0,698	0,164	0,348	0,208	0,408	0,165	1,297	1,728
0,65	0,651	0,176	0,674	0,168	0,350	0,199	0,409	0,159	1,249	1,683
0,70	0,627	0,180	0,648	0,170	0,354	0,191	0,410	0,155	1,204	1,633
0,75	0,603	0,181	0,623	0,172	0,357	0,185	0,411	0,151	1,162	1,583
0,80	0,579	0,182	0,598	0,171	0,361	0,180	0,413	0,148	1,123	1,529
0,85	0,556	0,181	0,574	0,170	0,368	0,177	0,414	0,146	1,087	1,474
0,90	0,532	0,180	0,548	0,167	0,374	0,174	0,416	0,145	1,054	1,417
0,95	0,517	0,178	0,524	0,164	0,386	0,173	0,418	0,145	1,025	1,358
1,00	0,487	0,174	0,499	0,159	0,392	0,173	0,420	0,145	1,000	1,297

PESO PROPRIO: Momenti massimi e reazioni

Descrizione		N° degli appoggi: 3	4	5	6	7	8	9
Momenti flettenti (negativi) agli appoggi $M = \mu q l^2$	M_A, M_B, M_C, M_D μ =	0,1250	0,1000	0,1071 0,0714	0,1053 0,0789	0,1058 0,0769 0,0865	0,1056 0,0775 0,0845	0,1057 0,0773 0,0850 0,0825
Momenti flettenti massimi nelle varie campate $M_x = \nu q l^2$	M_I, M_{II}, M_{III}, M_{IV} ν =	0,0703	0,0800 0,0250	0,0772 0,0364	0,0779 0,0332 0,0461	0,0777 0,0340 0,0433	0,0778 0,0338 0,0440 0,0405	0,0777 0,0339 0,0438 0,0412
Posizioni del momento massimo nelle varie campate a partire dall'appoggio sinistro più vicino	x_I = 0,3750 x_{II} = x_{III} = x_{IV} =	0,3750	0,4000 0,5000	0,3930 0,5357	0,3947 0,5264 0,5000	0,3942 0,5327 0,4904	0,3944 0,5281 0,4930 0,5000	0,3943 0,5283 0,4923 0,5026
Reazioni agli appoggi $R = \xi q l$	R_A, R_B, R_C, R_D, R_E ξ =	0,3750 1,2500	0,4000 1,1000	0,3929 1,1428 0,9286	0,3947 1,1317 0,9736	0,3942 1,1346 0,9616 1,0192	0,3944 1,1337 0,9649 1,0070	0,3943 1,1340 0,9640 1,0103 0,9948
Distanze dagli appoggi di sinistra dei punti di flesso della linea elastica	ρ_I = 0,7500 ρ_{II} = ρ_{III} = ρ_{IV} =	0,7500	0,8000 0,2760 0,7240	0,7860 0,2659 0,8055	0,7894 0,2680 0,7630 0,1864 0,8036	0,7884 0,2675 0,7899 0,1950 0,7850	0,7887 0,2680 0,7884 0,1962 0,7897 0,2153 0,7847	0,7887 0,2680 0,7890 0,1980 0,7880 0,2150 0,7900

(*) Per valori intermedi di $\frac{a}{l}$ si interpola linearmente.

ESEMPIO. Determinare i momenti flettenti massimi per una via di corsa continua su 8 campate percorsa da un carroponte elettrico della portata di 30 t e dallo scartamento di 26 m:

luce delle campate $l = 12$ m
interasse ruote $a = 4{,}9$ m
pressioni max sulle ruote $P = 30$ t

$$\frac{a}{l} = \frac{4{,}90}{12} = 0{,}40 \qquad Pl = 30 \cdot 12 = 360 \text{ tm}$$

Dalla tabella si ricava:

Momenti sugli appoggi: $M_A = 0{,}170 \cdot 360 = 61{,}2$ tm; $M_B = 0{,}139 \cdot 360 = 50{,}0$ tm

Momenti di campata: $M_{xI} = 0{,}256 \cdot 360 = 92{,}2$ tm; $M_{xII} = 0{,}200 \cdot 360 = 72{,}0$ tm

Reazione max agli appoggi: $R_B = 1{,}881 \cdot 30 = 56{,}4$ t

Le due campate di estremità si calcolano in base al momento flettente massimo M_{xI}; le 6 campate intermedie in base al momento flettente M_{xII}. I giunti si dispongono in corrispondenza degli appoggi percorsi dai carichi massimi.

Occorre infine verificare la rigidità laterale delle travi (21).

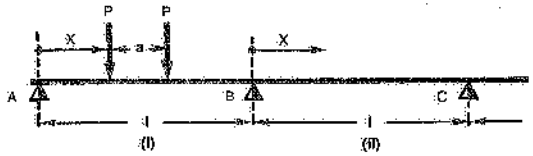


Fig. 17.39 – Trave continua a campate uguali percorsa da due carichi mobili identici e distanti *a*.

G) Pilastri portanti le vie di corsa

I pilastri sopportanti le vie di corsa delle gru vengono calcolati tenendo conto dei carichi che gravano sulle vie di corsa e del peso proprio di queste.

Per carriponte di portata grande e media, è opportuno provvedere anche ad un irrigidimento longitudinale della pilastrata mediante una controventatura a portale, allo scopo di assorbire le spinte indotte in quella direzione dalla frenatura del ponte e da altre eventuali sollecitazioni esterne. La presenza di un portale di controventatura consente di calcolare i pilastri portanti le vie di corsa come incernierati alle estremità: la fig. 17.40 mostra alcune soluzioni frequentemente adottate in pratica per realizzare tale irrigidimento: almeno una delle campate parallele alle vie di corsa e comprese fra due giunti di dilatazione del fabbricato, viene opportunamente controventata.

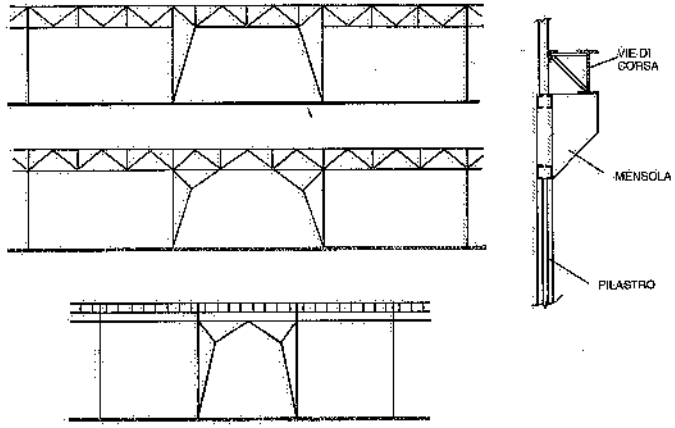


Fig. 17.40 – Esempi di irrigidimento longitudinale dei pilastri sopportanti le vie di corsa dei carriponte.

Si deve inoltre prevedere un irrigidimento trasversale dei pilastri (fig. 17.41): tale irrigidimento deve essenzialmente assorbire la spinta H_1 e contribuire a ridurre le vibrazioni (da quest'ultimo punto di vista è evidente il vantaggio delle strutture in cemento armato).

Il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, già citato, prescrive (art. 188), a proposito dei piani di scorrimento utilizzabili per l'accesso al carriponte con cabina di manovra a bordo, una passerella con corrimano regolamentare, larga almeno 60 cm per tutta la lunghezza di una delle due vie di corsa; il corrimano deve trovarsi ad una distanza orizzontale non minore di 50 cm dalla sagoma di ingombro del carroponte (fig. 17.41).

(21) Come già per i ponti, si può imporre che il minimo momento d'inerzia delle travi rispetto all'asse baricentrico verticale non risulti inferiore a 1/5 di quello relativo all'asse baricentrico orizzontale.

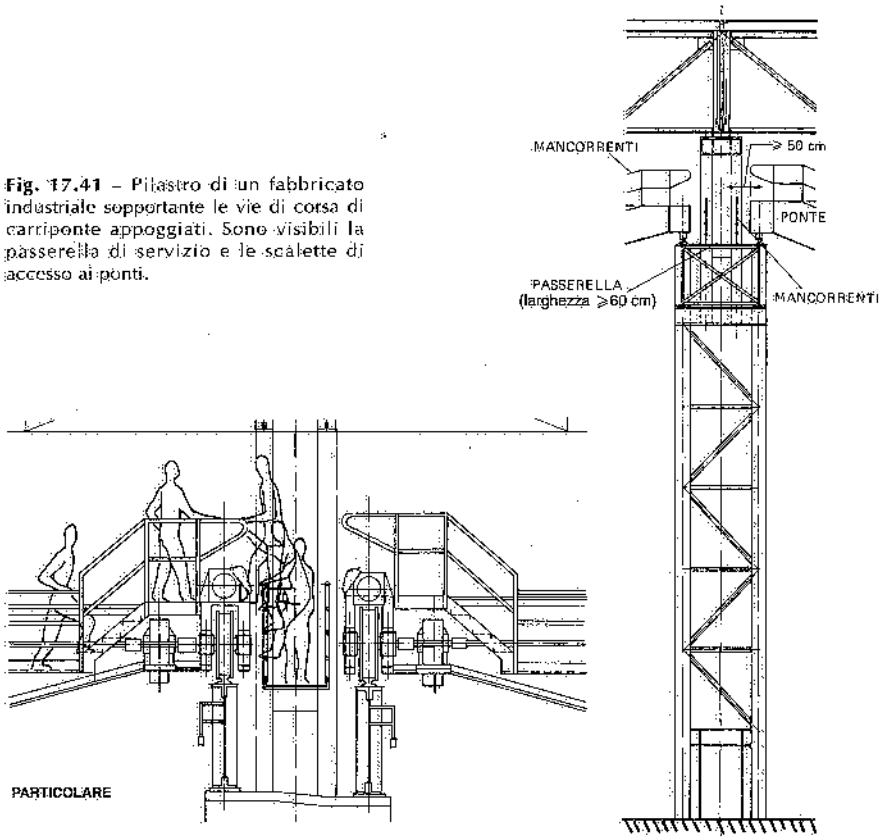


Fig. 17.41 – Pilastro di un fabbricato industriale sopportante le vie di corsa di carriponte appoggiati. Sono visibili la passerella di servizio e le scalette di accesso ai ponti.

H) Calcolo delle potenze elettriche

Il calcolo della potenza elettrica necessaria per il sollevamento di un carico si effettua come si è detto a proposito dei paranchi. Qui ci soffermiamo sul calcolo della potenza necessaria per le traslazioni del ponte e del carrello-argano.

Elenchiamo anzitutto le varie resistenze che si oppongono al moto. Esse sono:

1) la resistenza dovuta all'attrito volvente fra ruote portanti e rotaie:

$$A_v = \mu \frac{P}{R}$$

dove:
P = carico totale che grava sulle ruote portanti (kg_f o N);
R = raggio delle ruote portanti (mm);
μ = parametro di attrito volvente nel contatto acciaio-acciaio ($\approx$ 0,05 mm);

2) la resistenza dovuta all'attrito nei perni delle ruote portanti:

$$A_p = f \frac{P}{R} r$$

dove:
f = coefficiente di attrito nei perni (22);
r = raggio dei perni delle ruote (mm);

3) nel caso di ruote con bordini, la resistenza dovuta all'attrito fra rotaia e bordino (fig. 17.42) che si manifesta tutte le volte che – per un qualsiasi motivo – il ponte avanza di sghimbescio: per tale resistenza si assume:

$$A_b = P \cdot w_b$$

con
w_b = 5 kg_f/t_f = 5N/kN, se le ruote sono montate su bronzine;
w_b = 3 kg_f/t_f = 3N/kN, se le ruote sono montate su cuscinetti;

4) la resistenza dovuta ad attriti diversi, all'origine dei quali stanno in particolare: l'imperfetto allineamento delle rotaie; la traslazione del carroponte con il carrello carico spostato da una parte del ponte; l'imperfetto montaggio dei cuscinetti; una leggera differenza nel diametro delle ruote motrici. Mediamente, tale resistenza accidentale si può assumere pari a:

$$A_a \approx 0{,}3 \div 0{,}4\ (A_v + A_p);$$

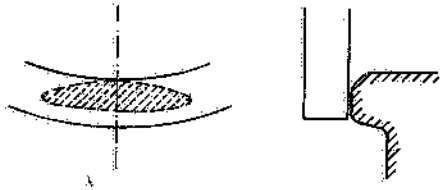


Fig. 17.42 – Particolare del contatto fra bordino della ruota del carroponte e fungo della rotaia.

5) la resistenza dovuta alla forza d'inerzia, in fase di avviamento (23): $R_j \approx \frac{1}{10} a P$ dove a è l'accelerazione del ponte o del carrello-argano (m/s^2);
6) la resistenza dovuta al vento (per gru installate all'aperto): si può valutare come indicato nel § 17.4.

Una volta determinata la resistenza totale (in kg_f), il calcolo della potenza assorbita segue immediatamente. Va detto però che alcune delle resistenze sopra elencate dipendono essenzialmente dal grado di precisione con cui sono stati costruiti e montati il carroponte e le rotaie; conseguentemente, quelle resistenze possono variare in misura sensibile da un caso all'altro. Stante tale incertezza, si preferisce ricorrere ad un metodo più pratico di valutazione, il quale congloba in un unico valore (medio) tutte le resistenze di cui ai punti 1), 2), 3) e 4).

La tab. 17.XIX fornisce i valori medi della resistenza unitaria globale w (in kg_f per tonnellata di reazione) in funzione del diametro e a seconda che le ruote sono montate su cuscinetti a rotolamento o su bronzine. Come si può rilevare, la resistenza w diminuisce al crescere del diametro delle ruote. È inoltre sensibilmente maggiore per

(22) f = 0,005 ÷ 0,01 per cuscinetti a rotolamento; f ≈ 0,1 per bronzine.

(23) Allo scopo di evitare bruschi spostamenti del carico o addirittura slittamenti delle ruote motrici, non si superano in pratica i seguenti valori dell'accelerazione (a pieno carico):
– gru per acciaierie e cementerie: 0,3÷0,5 m/s^2;
– gru per magazzini: 0,2÷0,3 m/s^2;
– gru per officine: 0,1÷0,2 m/s^2.

le ruote montate su bronzine rispetto a quelle montate su cuscinetti a rotolamento. Mediamente, si può assumere w = 15÷20 kg_f/t nel caso delle bronzine e w = 7÷10 kg_f/t nel caso dei cuscinetti a rotolamento.

Tabella 17.XIX – Resistenza al moto w (in kg_f/t).

Diametro della ruota (e del perno) mm	200 (55)	250 (60)	320 (70)	400 (80)	500 (90)	630 (100)	710 (110)	800 (125)	900 (140)	1000 (160)
Ruote montate su bronzine	32	28	26	23,5	21,5	19,5	19	19	19	19
Ruote montate su cuscinetti	10,5	9,5	8,5	8,0	7,5	7,0	7,0	6,5	6,5	6,5

Il metodo di valutazione della potenza assorbita dai motori elettrici di un carroponte cui si è fatto cenno in precedenza, considera la potenza a regime. Quando necessario, si tiene inoltre conto delle resistenze dovute alla forza d'inerzia ed al vento, nonché del riscaldamento dei motori.

Riepiloghiamo le formule che consentono di valutare le varie potenze che interessano.

La potenza a regime per il sollevamento di un carico Q vale

$$N_S = \frac{Q\,v}{102\,\eta} \tag{17.17}$$

mentre la potenza a regime per la traslazione di un carico Q con un carrello o con un ponte di peso proprio G può essere valutata con la

$$N_R = \frac{(Q+G)\,w\,v}{1000\cdot 102\cdot \eta} \tag{17.18}$$

Nelle (17.17) e (17.18), i vari simboli indicano:
N = potenza assorbita in kW;
Q = portata o carico utile da sollevare o trasportare in kg_f;
G = peso proprio del ponte e/o del carrello in kg_f;
v = velocità a regime in m/s (24);
w = resistenza al moto in kg_f/t;
η = rendimento meccanico totale (0,7÷0,9).

Allorquando la gru è installata all'aperto, l'azione del vento aumenta la potenza assorbita a regime dai motori. Tale potenza supplementare è data dalla

$$N_{vento} = \frac{(pS_t + p'A)\,v}{10^3\,\eta} \tag{17.19}$$

(24) Le velocità adottate per i carriponte, di regola non superano i seguenti valori:
- sollevamento gancio: 30 m/min. (fino a massimi di 50÷60 m/min.);
- traslazione carrello: 30 m/min. per i ponti comandati da terra; 60 m/min. per i ponti comandati da cabina;
- traslazione ponte: 50 m/min. per i ponti comandati da terra; 200 m/min. per i ponti comandati da cabina.

dove, oltre ai simboli già noti:
p, p' = pressione del vento in N/m^2 (valutata come si è visto nel § 17.4);
S_t = superficie della parte piena della trave (ad anima piena o reticolare) in m^2;
A = massima superficie del carico esposta al vento in m^2.

In fase di avviamento, i motori che comandano la traslazione del carrello e del ponte devono fornire una potenza supplementare per l'accelerazione delle masse in traslazione e in rotazione (meccanismi e rotore del motore) (25). Supponendo che la coppia di avviamento sia costante, la potenza necessaria (in kW) per l'avviamento vale:

$$N_A = \frac{Q+G}{g}\cdot\frac{v}{t_a}\cdot\frac{v}{102\,\eta}\,\beta \tag{17.20}$$

dove β è un coefficiente che tiene conto delle masse in rotazione (si assume pari a 1,10÷1,20), t_a è il tempo di avviamento e g = 9,8 m/s^2.

Ora, poiché in realtà la coppia di avviamento (e quindi la potenza) non è costante, si assume, come valore della potenza nominale dei motori che comandano la traslazione del carrello e del ponte:

$$N_{nom} = \frac{N_A + N_R}{1{,}7 \div 2} \tag{17.21}$$

Adottando le unità del SI, le formule di cui sopra si scrivono come segue:

$$N_S = \frac{Q^*\,v}{1000\,\eta} \qquad (Q^* \text{ in N}) \tag{17.17 bis}$$

$$N_R = \frac{(Q^*+G^*)\,w^*\,v}{10^6\cdot\eta} \qquad \left(Q^* \text{ e } G^* \text{ in N; } w^* \text{ in } \frac{N}{kN}\right) \tag{17.18 bis}$$

$$N_A = \frac{Q^*+G^*}{g}\cdot\frac{v}{t_a}\cdot\frac{v}{10^3\cdot\eta}\,\beta \tag{17.20 bis}$$

Riportiamo nella tab. 17.XX i valori delle velocità, delle accelerazioni e dei tempi di accelerazione suggeriti dalle norme F.E.M. a seconda del tipo di esercizio richiesto ai carriponte:
a) apparecchi a velocità lenta o media e lunghe percorrenze;
b) apparecchi a velocità media o elevata;
c) apparecchi a velocità ed accelerazione elevate.

La potenza nominale fornita dalla (17.21) consente di scegliere il motore sui cataloghi dei costruttori.

Va da sé che per i motori che presiedono al sollevamento dei carichi si deve anche tenere conto del rapporto di intermittenza, come già si è visto per i paranchi (capitolo 16, § 2). Per quanto riguarda le traslazioni, se i carriponte sono chiamati ad eseguire frequenti manovre di avviamento e arresto, si deve valutare la *potenza termicamente equivalente*, ossia la potenza che, con un funzionamento continuativo, provoca lo stesso riscaldamento del ciclo intermittente: ciò al fine di evitare surriscaldamenti inaccettabili del motore.

(25) In pratica, si tiene conto del lavoro di accelerazione solo quando la velocità di regime è superiore a 25 m/min. Per velocità inferiori, la potenza a regime è sufficiente a superare anche la fase di avviamento.

Tabella 17.XX – Velocità, accelerazioni e durate delle fasi di accelerazione dei movimenti di traslazione dei carriponte.

Velocità	Velocità lenta o media con lunghe percorrenze		Velocità media o elevata (applicazioni correnti)		Velocità elevata con forti accelerazioni	
	accelerazione	durata della accelerazione	accelerazione	durata della accelerazione	accelerazione	durata della accelerazione
m/s	m/s²	s	m/s²	s	m/s²	s
4,00			0,50	8	0,67	6
3,15			0,44	7,1	0,58	5,4
2,5			0,39	6,3	0,52	4,8
2	0,22	9,1	0,35	5,6	0,47	4,2
1,60	0,19	8,3	0,32	5,0	0,43	3,7
1,00	0,15	6,6	0,25	4,0	0,33	3,0
0,63	0,12	5,2	0,19	3,2		
0,40	0,098	4,1	0,16	2,5		
0,25	0,078	3,2				
0,16	0,064	2,5				

Com'è evidente, il riscaldamento dipende dal genere del servizio (continuativo o intermittente), oltre che dall'entità del carico. La temperatura di un motore che funzioni con continuità aumenta progressivamente fino a una temperatura massima alla quale la produzione e la dissipazione di calore si equilibrano (fig. 17.43). Se invece il funzionamento è intermittente, si alternano periodi di riscaldamento a tempi durante i quali il motore si raffredda. Dopo un certo tempo, il motore raggiunge una temperatura stazionaria, meno elevata di quella che raggiungerebbe funzionando con continuità (a parità di coppia fornita). Il che significa che, a parità di riscaldamento ammesso, un motore può fornire una potenza superiore se funziona ad intermittenza rispetto al caso in cui il servizio sia continuativo o, peggio, comporti una ripetizione molto ravvicinata di attacca e stacca.

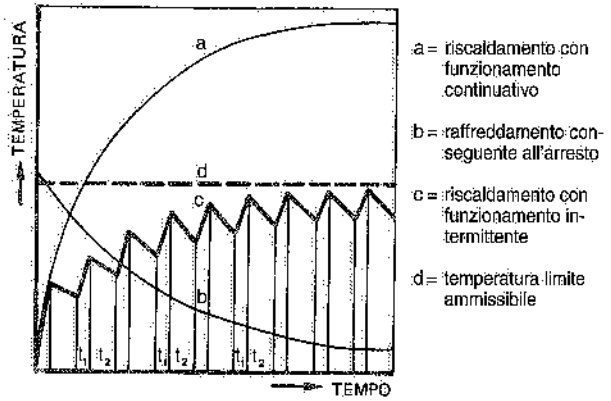


Fig. 17.43 – Riscaldamento di un motore elettrico nei due casi di servizio continuo e di servizio intermittente, a parità di coppia fornita.

Ovviamente, il riscaldamento dipende anche dall'entità dei carichi movimentati: più il carico movimentato è ridotto rispetto al carico massimo, maggiore è la potenza a regime che si può chiedere al motore senza riscaldamenti nocivi.

Per valutare la potenza termicamente equivalente di un motore elettrico, si ricordi che, supposti costanti la tensione, il rendimento e la velocità del motore (asincrono), la potenza assorbita è proporzionale alla coppia, alla quale è anche all'incirca proporzionale la corrente: e poiché le perdite ohmiche rappresentano l'aliquota prevalente delle perdite totali del motore (le perdite meccaniche e nell'acciaio si possono considerare costanti), ne consegue che la potenza dissipata in calore è proporzionale al quadrato della corrente e quindi, approssimativamente, al quadrato della potenza assorbita.

Pertanto, un motore che fornisca la potenza N_1 durante il tempo t_1 libera la quantità di calore

$$C_1 = k\,N_1^2\,t_1$$

dove k è una costante destinata a sparire nei calcoli successivi.

Se si suppone noto il funzionamento del motore (fig. 17.44, a titolo di esempio), si può calcolare il calore sviluppato durante un tempo T:

$$C = k\left[N_1^2\,t_1 + N_2^2\,t_2 + N_3^2\,t_3 + N_4^2\,t_4 + \cdots\right].$$

Se lo stesso motore fornisce la potenza media N_{teq} funzionando con continuità per il tempo T, sviluppa il calore

$$C' = k\,N_{teq}^2\,T$$

Si può dire che il motore raggiunge la stessa temperatura sia operando con continuità sia funzionando ad intermittenza, se il calore sviluppato nei due casi durante l'intervallo di tempo T è uguale. Ponendo C = C', si può ricavare la potenza termicamente equivalente:

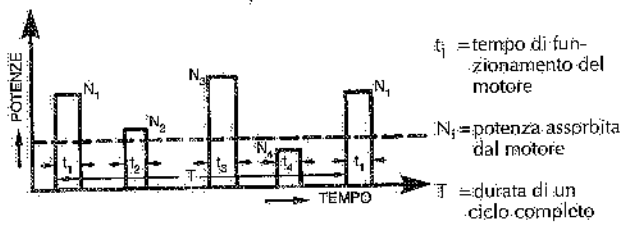


Fig. 17.44 – Ciclo della potenza assorbita da un motore elettrico.

$$N_{teq} = \sqrt{\frac{N_1^2\,t_1 + N_2^2\,t_2 + N_3^2\,t_3 + N_4^2\,t_4 \cdots}{T}}$$

In altre parole, un motore in grado di fornire in marcia continua la potenza N_{teq} è in grado, dal punto di vista termico, di soddisfare il ciclo considerato.

Applicando queste considerazioni alla traslazione di un carroponte funzionante a pieno carico, si rileva anzitutto che ogni ciclo lavorativo si compone di tre fasi: avviamento (per un tempo t_a) con potenza $N_A + N_R$; regime (per un tempo t_r) con potenza N_R; frenatura elettrica (26) (per un tempo t_f) con potenza N_F (27).

La potenza termicamente equivalente relativa al ciclo di funzionamento (t) considerato, vale allora

(17.22)
$$N_{teq} = \sqrt{\frac{(N_A + N_R)^2\,t_a + N_R^2\,t_r + N_F^2\,t_f}{t}}$$

Poiché però il ciclo di lavoro del motore di una gru comprende di norma dei

(26) Ovviamente, se la frenatura è meccanica, $N_F = 0$.

(27) Poiché si può considerare $t_f = t_a$, sarà $N_F = (N_A + N_R)\,\eta^2$ (per tener conto del fatto che sia la resistenza al rotolamento sia le perdite meccaniche contribuiscono all'arresto del mezzo).

movimenti a carico e dei movimenti a vuoto, si dovrà tener conto di tali variazioni operative introducendo un coefficiente di riduzione (*fattore di carico relativo*): a tale fine, si calcola anzitutto il momento relativo M_r, definito come rapporto fra la somma della coppia a carico (M_R) e della coppia a vuoto (M_0), ed il doppio della coppia a carico ($2M_R$):

$$M_r = \frac{M_R + M_0}{2M_R}$$

A seconda del valore di M_r si assumono i valori del fattore di carico relativo riportati nella tab. 17.XXI.

In definitiva, la potenza termicamente equivalente necessaria è data, nel caso più generale, dalla

$$N'_{teq} = r\,N_{teq} \tag{17.23}$$

Come potenza del motore si sceglierà allora la maggiore fra le N_{nom} e N'_{teq} fornite dalle (17.21) e (17.23).

Tabella 17.XXI – Coefficienti di riduzione della potenza termicamente equivalente in funzione del momento relativo.

Momento relativo M_r	0,55	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
Fattore di carico relativo r	0,74	0,74	0,76	0,83	0,91	1,00

l) Altri elementi di calcolo

Utilizzando le notazioni già introdotte, aggiungiamo ancora alcune considerazioni.

a) Ripartizione della potenza di traslazione

Il motore che presiede alla traslazione è di regola installato in corrispondenza della mezzeria del ponte. Ciononostante, la sua potenza non si ripartisce sempre uniformemente dalle due parti.

Infatti, allorquando il carrello-argano (con il carico appeso) si trova ad una estremità del ponte (fig. 17.45), le reazioni sulle due testate valgono

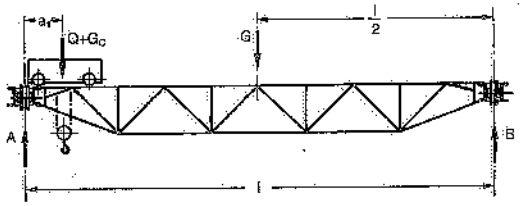


Fig. 17.45 – Ripartizione della potenza di traslazione in un carroponte.

$$A = \frac{G}{2} + (Q + G_c)\frac{l - a_1}{l}$$

$$B = \frac{G}{2} + (Q + G_c)\frac{a_1}{l}$$

essendo G il peso proprio del ponte, G_c il peso proprio del carrello-argano e Q il carico utile.

La potenza del motore si ripartisce dunque tra le due parti nella proporzione A/B.

b) Numero di ruote motrici

Al fine di evitare lo slittamento delle ruote in fase di avviamento del ponte, si rende motrice un numero di ruote atto ad assicurare un'adeguata aderenza.

L'attrito delle ruote motrici $\Sigma P_m \mu$ deve avere un valore tale da trasmettere alla rotaia la forza necessaria per vincere la resistenza al rotolamento e l'inerzia.

$$\Sigma P_m \mu = \frac{(Q + G)w}{1000} + \frac{Q + G}{g}\cdot\frac{v}{t_a}\beta \tag{17.24}$$

Come valore del coefficiente di attrito μ si può assumere 0,15.

In generale, è sufficiente motorizzare metà delle ruote.

17.8. SOLLEVAMENTO DI PORTATE DIVERSE

Le portate e le velocità adottate per i carriponte dipendono dalla portata massima da trasportare. Allorquando questa è molto grande, ma devono anche essere movimentati carichi di peso inferiore, si prevedono – come già si è detto – un argano a due velocità oppure due argani, di cui quello con portata minore raggiunge velocità più elevate.

Anche il ponte ed il carrello-argano possono essere dotati di due velocità di traslazione.

Se la differenza fra la portata nominale massima del carroponte ed il peso del carico di più frequente movimentazione è molto elevata, si può ricorrere ad una delle seguenti soluzioni:

a) installare vie di corsa sovrapposte: quelle inferiori vengono destinate a uno o più carriponte di portata ridotta ed elevata velocità, quelle superiori a uno o più carriponte di portata maggiore (fig. 17.46); tale soluzione esige un attento esame del pericolo di collisioni fra il carico trasportato dal carroponte superiore e il carro-

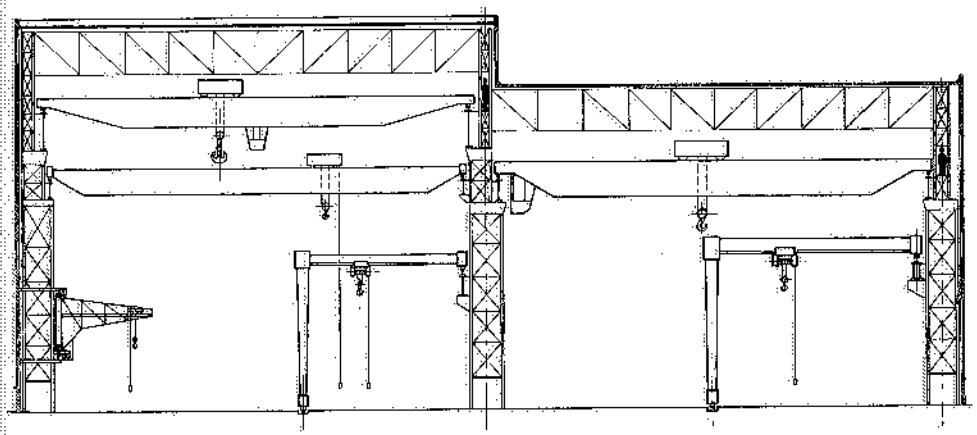


Fig. 17.46 – Sezione caratteristica di un fabbricato con vari tipi di gru.

ponte inferiore: pericolo cui si può fare fronte o lasciando fra i due carriponte un franco tale che il carico appeso al gancio superiore, quando questo è tutto sollevato, non urti il ponte inferiore, oppure prevedendo adeguate predisposizioni anticollisione (28).

b) installare due carriponte su una stessa via di corsa, aventi ciascuno una portata pari alla metà del carico massimo da sollevare. Di solito, i due carriponte funzionano separatamente; quando si deve trasportare un carico superiore alla portata di ciascun apparecchio, si accoppiano i due carriponte con un apposito giogo (fig. 17.47).

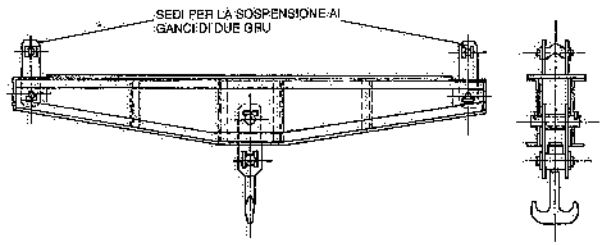


Fig. 17.47 – Giogo per la movimentazione di carichi con due carriponte accoppiati.

c) impiegare gru speciali, su uno o su entrambi i lati di ogni campata: dalle gru zoppe alle gru a bicicletta, dalle gru a portale alle gru a bandiera (fig. 17.46).

17.9. CARRIPONTE SOSPESI

Al fine di ridurre al minimo l'ingombro in altezza del ponte (nel caso di campate aventi grandi interassi fra i pilastri) e di eliminare le vie di corsa ai lati di ogni campata, si realizzano, per portate non superiori ai 10.000 kg_f, carriponte di tipo *sospeso*.

Questi carriponte (figg. 17.48 e 17.49) sono costituiti da una o due travi (opportunamente controventate quando la portata e l'interasse (rotaie lo richiedono) su cui scorre un paranco o un carrello-argano.

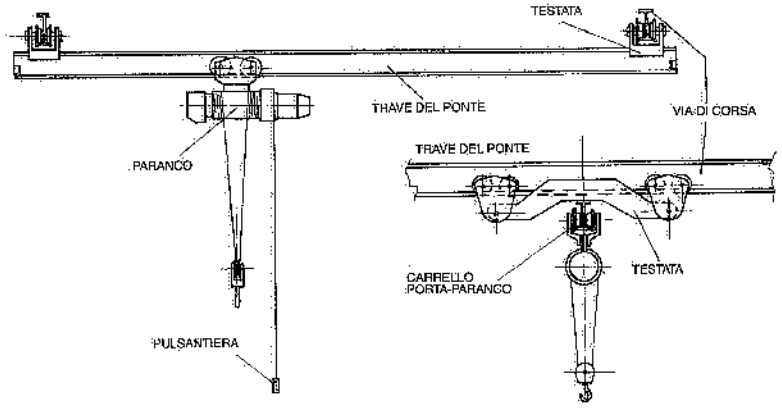


Fig. 17.48 – Carroponte monotrave di tipo sospeso costituito da un paranco mobile su un elemento di monorotaia a sua volta scorrevole su due vie di corsa sospese ad una struttura portante (ad esempio, le travi di copertura del fabbricato).

Il ponte, a sua volta, può traslare lungo due o più vie di corsa (29) sospese alla copertura del fabbricato, analogamente alle monorotaie portanti paranchi scorrevoli. Sempre in analogia al caso delle monorotaie, se le vie di corsa passano in corrispondenza dei nodi della struttura di copertura del fabbricato, è sufficiente prevedere un attacco diretto delle vie di corsa stesse a ciascun nodo (fig. 17.50); in caso contrario, si ricorre a travi di ripartizione sospese a due o più nodi vicini (fig. 17.51).

Ciascuna testata del carroponte è costituita da quattro od otto coppie di ruote. Il movimento di traslazione, che può essere manuale fino ad una portata massima di 1000 kg_f e per interassi di pochissimi metri, è quasi sempre comandato elettricamente. Il comando può ancora avvenire da terra, mediante pulsantiera, o da cabina installata a bordo del ponte.

Le velocità massime adottate per la traslazione del carrello e del ponte non superano di solito i seguenti valori:

(28) Ad esempio, costituite da dispositivi: elettromeccanici (per basse velocità); a funzionamento elettrico (contatti striscianti o relè di consenso); a onde ultrasonore; a cellule fotoelettriche; a campo magnetico disperso.

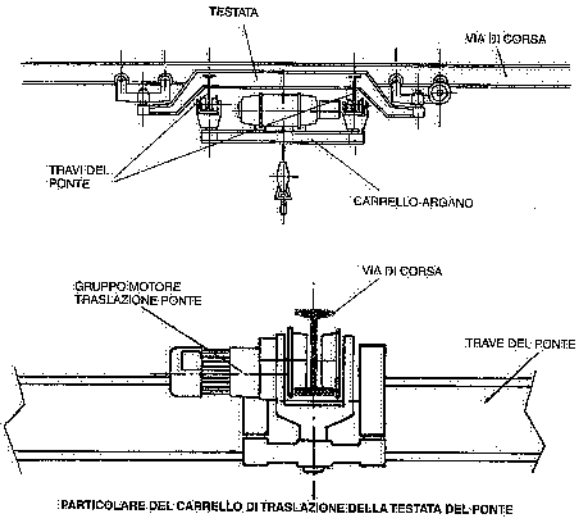


Fig. 17.49 – Carroponte bitrave di tipo sospeso: un carrello-argano scorre sulle due travi costituenti il ponte; queste, a loro volta, corrono sulle vie di corsa sospese ad una struttura portante.

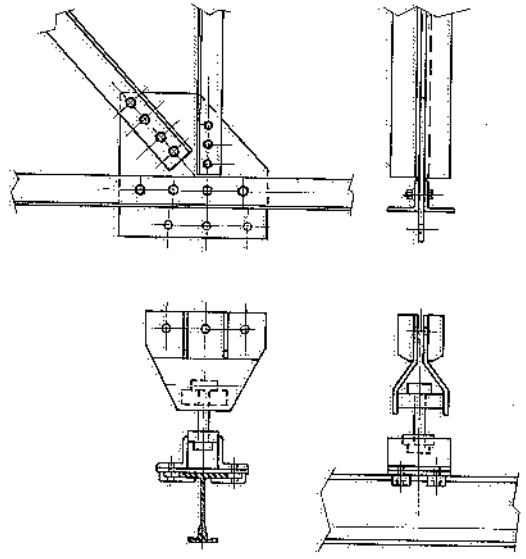


Fig. 17.50 – Predisposizione in corrispondenza del nodo di una struttura di copertura e dispositivo di attacco per la sospensione della via di corsa di un carroponte di tipo sospeso.

(29) La preferenza è rivolta verso due sole vie di corsa, cui corrispondono minori pesi totali (delle vie di corsa e delle strutture del fabbricato). Si ricorre a più vie di corsa quando, in una stessa campata, si hanno due o più carriponte sospesi affiancati, che debbano eventualmente agganciarsi tra di loro per un servizio simultaneo.

traslazione carrello | 30 m/min per i ponti comandati da terra
60 m/min per i ponti con cabina

traslazione ponte 50 m/min per ponti con comando sia da terra sia da cabina.

Per il sollevamento, valgono le velocità già viste in precedenza per i paranchi; in ogni caso, non si superano i 25 m/min.

I carriponte del tipo sospeso consentono anche il trasferimento del paranco da un ponte operante in una campata ad un ponte installato nella campata adiacente, mediante elementi di vie di corsa fissi e blocchi elettromeccanici che assicurano l'allineamento dei due ponti (fig. 17.52): in tal modo si evitano le riprese dei carichi all'atto del trasferimento di questi ultimi da una campata all'altra.

Particolare attenzione deve essere rivolta alle vie di corsa dei carriponte sospesi: ad esse infatti si richiedono, nello stesso tempo, la massima resistenza all'usura, il minimo peso proprio, un piano di appoggio delle ruote uniforme, possibilmente in grado di riprendere gli allineamenti (che con il tempo possono venir meno).

I tipi di vie di corsa più correntemente adottati per i carriponte sospesi rientrano fra quelli riportati in fig. 16.13 del capitolo 16.

Il dimensionamento delle strutture di copertura destinate a sopportare carriponte sospesi (come pure paranchi scorrevoli su monorotaie) deve tener conto dei carichi statici e dinamici trasmessi ai nodi delle strutture

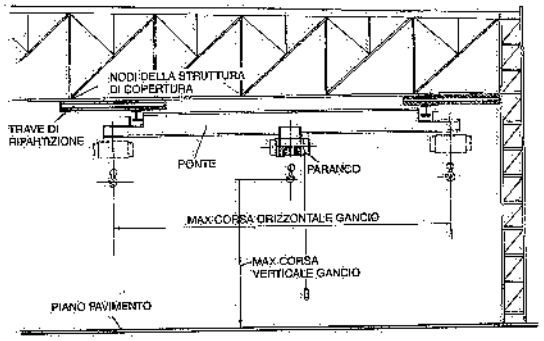


Fig. 17.51 – Carroponte sospeso a due vie di corsa sopportate da travi di ripartizione.

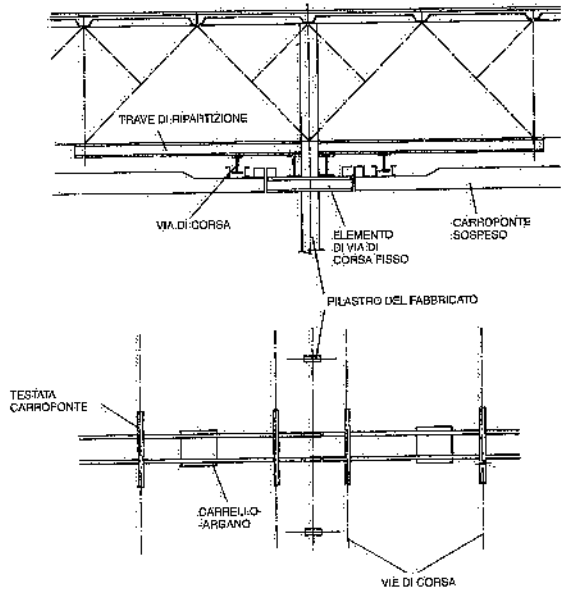


Fig. 17.52 – Scambio fra due carriponte sospesi operanti in campate vicine.

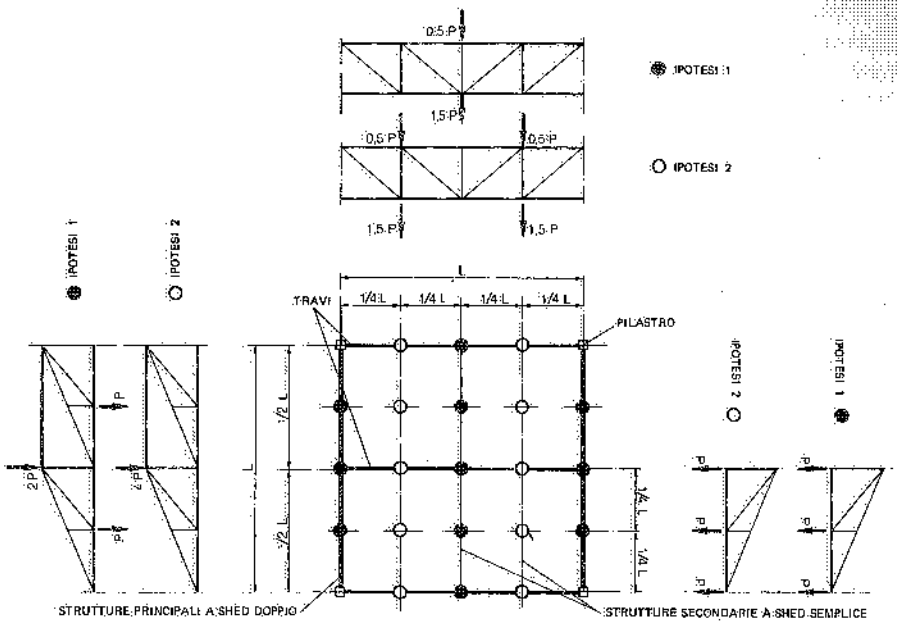


Fig. 17.53 – Ipotesi di carico alternative per sovraccarichi mobili applicabili ai nodi inferiori delle strutture di copertura di un fabbricato industriale.

stesse dalle vie di corsa o dalle travi di ripartizione nelle peggiori condizioni (gru portanti il carico massimo).

In genere, si individuano alcuni schemi di carico, corrispondenti a diverse posizioni dei carichi mobili costituiti dal o dai carriponte. La fig. 17.53 esemplifica due schemi di carichi mobili che la struttura di copertura di un fabbricato industriale (del tipo a shed) è in grado di sopportare: per ciascuna trave si può indifferentemente considerare l'una o l'altra ipotesi di carico.

Un'applicazione particolare dei carriponte sospesi (ma la soluzione è realizzabile anche sui carriponte appoggiati) è quella della *gru di impilaggio* (30): il carrello-argano ha una parte centrale – che può ruotare di 360° – costituita da un montante (generalmente di tipo telescopico) al quale è fissata una piastra porta-forche scorrevole lungo il montante (figg. 17.54 e 17.55). Anche per questi carriponte, adatti per la movimentazione di unità di carico "forcolabili" (ad esempio, nei magazzini e nelle operazioni di carico e scarico di autocarri o carri ferroviari scoperti), può essere previsto il comando da terra o da cabina mobile insieme alla piastra porta-forche.

17.10. COLLAUDO DEI CARRIPONTE

Le prove di collaudo dei mezzi di sollevamento vengono effettuate, al termine del montaggio, dal costruttore dei singoli impianti alla presenza di un responsabile del-

(30) *Stacking-crane* in inglese, *stapel-krane* in tedesco.

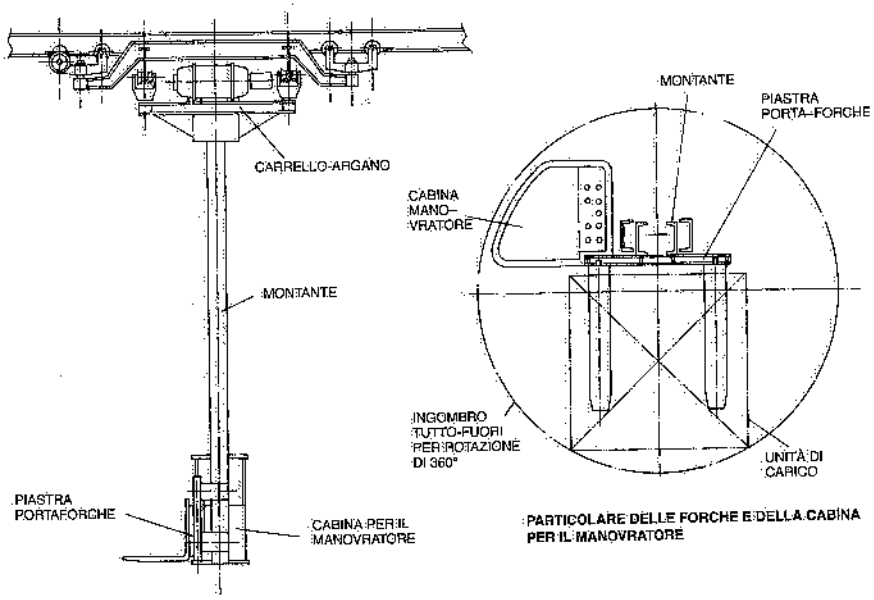


Fig. 17.54 – Carroponte di impilaggio.

l'azienda utilizzatrice. Al termine del collaudo i risultati vengono riportati su un documento (verbale di collaudo-accettazione della macchina) firmato dai due responsabili.

Le prove che devono essere svolte sono, nell'ordine, le seguenti:

a) Prove funzionali *a vuoto*. Vengono provati tutti i movimenti (sollevamento, traslazione, scorrimento) sia in bassa che in alta velocità; inoltre, si verifica il funzionamento dei finecorsa di tutti i movimenti;

b) Prove *dinamiche*. Queste prove vengono eseguite con un carico pari al 110% del carico nominale, tranne che per gli apparecchi con portata superiore o uguale a 100 t per i quali il carico è del 100%. Sui vari movimenti e per tutte le velocità si verifica che il funzionamento avvenga senza difficoltà e senza rumorosità anomale, deformazioni pericolose o cedimenti della struttura. Occorre altresì verificare il funzionamento dei freni, controllando che la massa venga frenata in tempo adeguato e non ci siano slittamenti del carico dopo aver rilasciato il pulsante.

c) Prove *statiche*. Queste prove si effettuano con un carico pari al 125% del carico nominale, tranne che per gli apparecchi in cui il carico è uguale o inferiore a 1 t: per questi ultimi, il carico deve essere pari al 150% del carico nominale; per apparecchi con portata uguale o superiore a 100 t il carico è del 100%. Durante questa prova il carico viene sollevato in velocità lenta (se esistente) e quindi lasciato fermo per un periodo di tempo non inferiore a 10 minuti: non si devono riscontrare deformazioni o cedimenti permanenti nella struttura. Per gli apparecchi con sollevamento manuale; il carico per le prove statiche è pari al 150% della portata nominale.

Il costruttore deve anche consegnare il manuale di uso e manutenzione. Tali obblighi valgono per tutte le portate e per carriponte azionati manualmente o motorizzati. Si deve, infine, comunicare all'ISPESL l'avvenuta installazione ed effettuare il successivo collaudo degli apparecchi di portata superiore a 200 kg.

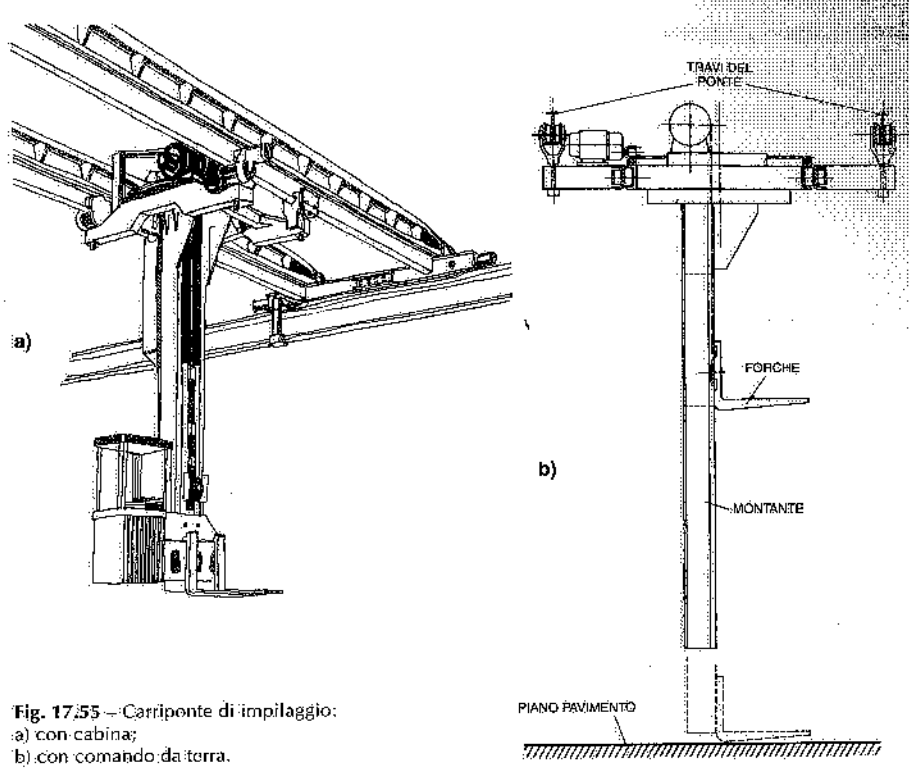


Fig. 17.55 – Carriponte di impilaggio:
a) con cabina;
b) con comando da terra.

17.11. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
V. Zignoli, *Costruzioni metalliche*, Torino, Utet.
H. Ernst, *Les appareils de levage*, Paris, Eyrolles.
Fédération Européenne de la Manutention, Section I, *Règles pour le calcul des appareils de levage*, Paris.
Cerrato, *Documentazione tecnica*.

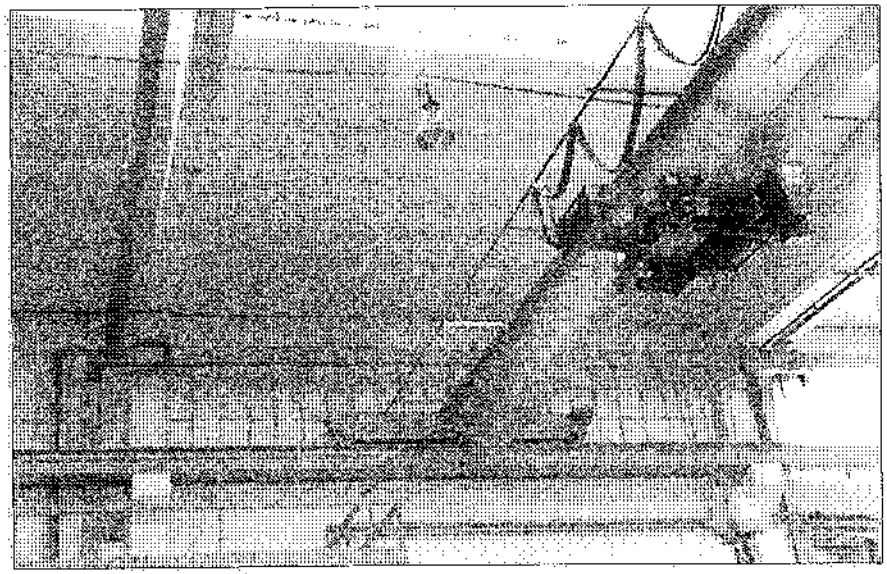


Fig. 17.56 – Carroponte monotrave appoggiato.

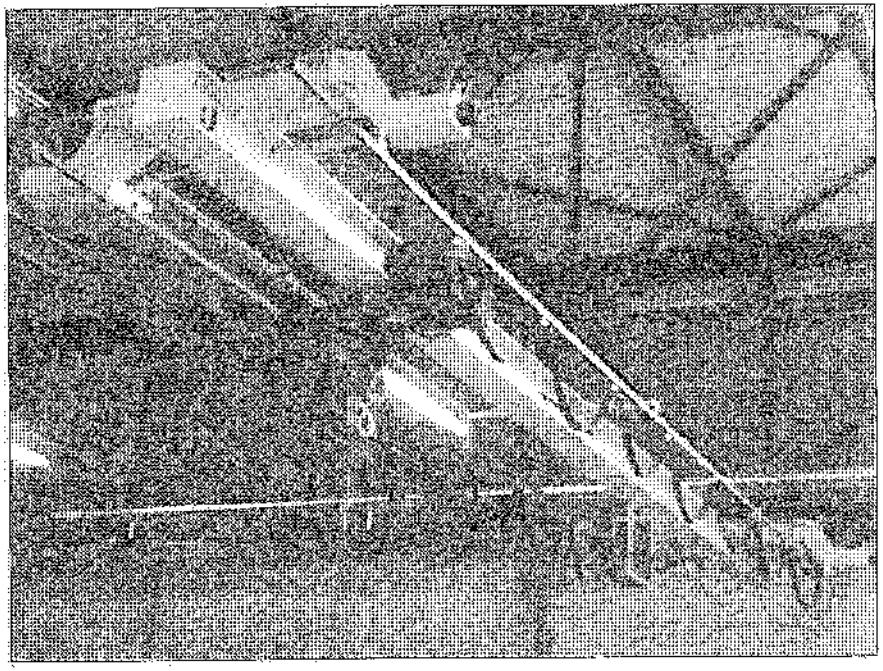


Fig. 17.57 – Carroponte sospeso.

18. Gru

18.1. GENERALITÀ

Le gru – come già i carriponte – sono apparecchi a funzionamento discontinuo impiegati per il sollevamento e la traslazione di carichi. Si differenziano dai carriponte per il fatto che, in genere, le vie di corsa non sono sopraelevate; alcuni apparecchi, inoltre, consentono, oltre che una traslazione, anche una rotazione del carico movimentato.

Le forze da considerare nei calcoli delle strutture delle gru, sono quelle già indicate a proposito dei carriponte (vd. capitolo 17, § 4). Aggiungiamo solo che, nel caso di gru aventi un movimento di rotazione o di variazione dello sbraccio, si deve anche tenere conto di una forza orizzontale dovuta alla coppia acceleratrice (o decelerazione) agente sull'albero motore dei meccanismi. Di regola, l'accelerazione all'estremità del braccio è compresa fra 0,1 e 0,6 m/s^2, in funzione della velocità di rotazione e dello sbraccio della gru, in modo che la durata dell'accelerazione stessa sia compresa fra 5 e 12 secondi. Nel caso delle gru girevoli, un'altra forza orizzontale dovuta alle accelerazioni è quella centrifuga prodotta dal carico trasportato.

Di seguito, si citano alcuni tipi di gru di più frequente impiego.

18.2. GRU A PORTALE O A CAVALLETTO

Le gru a portale (o a cavalletto) sono particolarmente adatte nei casi in cui non è possibile realizzare vie di corsa sopraelevate. Si tratta infatti di apparecchi di sollevamento a forma di portale con le rotaie di scorrimento installate a terra (fig. 18.1). Il loro impiego presuppone che i montanti non disturbino la circolazione in corrispondenza del piano pavimento: di qui l'impiego delle gru a portale in parchi scoperti, banchine o simili.

A seconda delle necessità, si possono avere gru a portale con uno o due bracci laterali (figg. 18.2 e 18.3): questi ultimi sono utilizzati per la movimentazione di carichi in spazi esterni alle rotaie di scorrimento, in modo da ridurre le riprese dei materiali ed evitare ingombri nell'area fra le rotaie stesse.

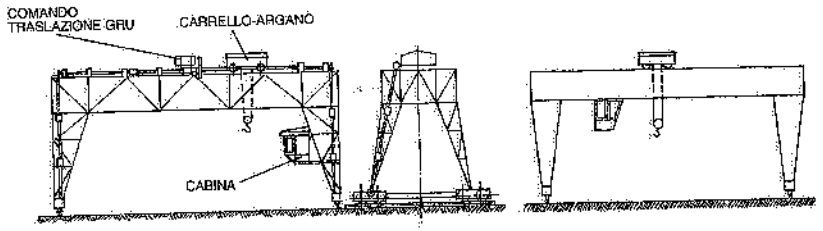


Fig. 18.1 – Gru a portale o a cavalletto.

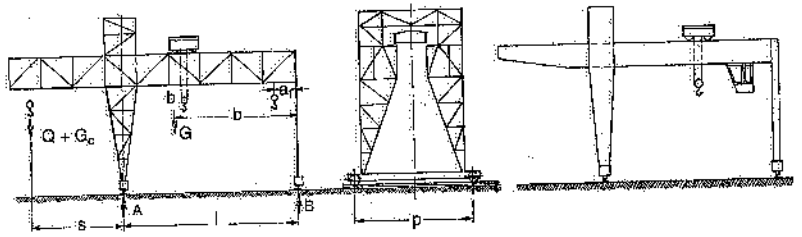


Fig. 18.2 – Gru a portale con un braccio laterale.

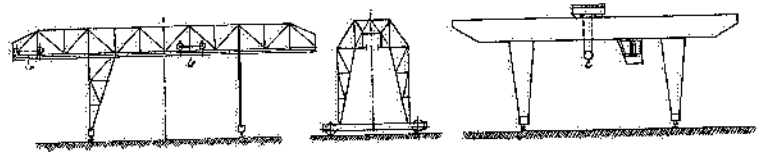


Fig. 18.3 – Gru a portale con due bracci laterali.

Particolari accorgimenti richiede, in genere, la posa delle rotaie di scorrimento, sia dal punto di vista di un sicuro fissaggio, sia al fine di evitare intralcio a pavimento, fonte di pericolo ed ostacolo al transito degli altri mezzi di trasporto. Di norma, si installano le rotaie sotto il piano campagna o sotto il piano pavimento, ad esempio secondo le soluzioni illustrate nella fig. 18.4.

In passato le gru a portale erano realizzate prevalentemente in strutture reticolari;

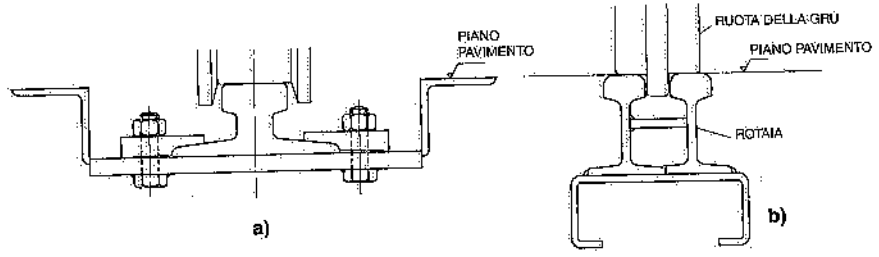


Fig. 18.4 – Modalità di installazione delle rotaie di scorrimento delle gru a cavalletto: a) con ruote portanti aventi il doppio bordino; b) con ruote portanti aventi un solo bordino centrale.

in seguito, le preferenze sono andate alle strutture a parete piena. Per tener conto degli allungamenti termici ed evitare impuntamenti, sovente uno dei due montanti viene collegato alla struttura mediante cerniera.

Il carrello-argano può scorrere sulla parte superiore del ponte (specie nel caso di gru senza bracci laterali) o sulla parte inferiore (nel caso di gru con uno o due bracci). A volte, il carrello è sostituito da una piccola gru girevole (fig. 18.5).

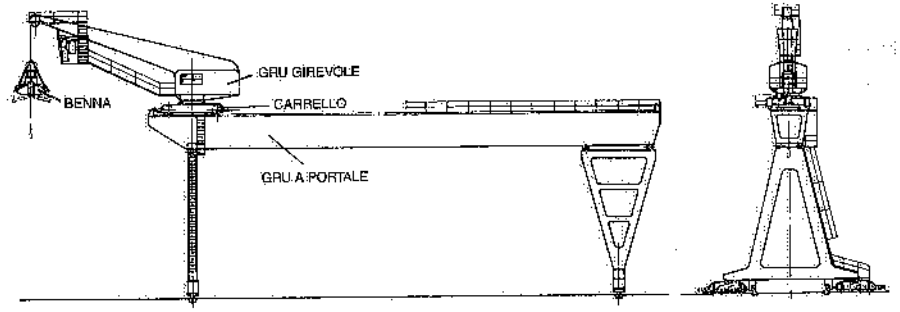


Fig. 18.5 – Gru a cavalletto con carrello portante una gru girevole.

Le modalità di calcolo delle gru a portale non si differenziano da quelle dei carriponte, salvo il tener conto, quando c'è, dello sbraccio laterale. In quest'ultimo caso, le reazioni A e B (fig. 18.2) si determinano con il carrello-argano nelle due posizioni di estremità. Così, quando il carrello si trova nella posizione più esterna del braccio, risulta

$$A_{max} = G\frac{b}{l} + (Q + G_c)\frac{l + s}{l} \tag{18.1}$$

$$B_{min} = G\frac{l - b}{l} - (Q + G_c)\frac{s}{l} \tag{18.2}$$

Quando invece il carrello si trova all'estremità opposta, si ha

$$A_{min} = G\frac{b}{l} + (Q + G_c)\frac{a_1}{l} \tag{18.3}$$

$$B_{max} = G\frac{l - b}{l} + (Q + G_c)\frac{l - a_1}{l} \tag{18.4}$$

dove, oltre alle notazioni geometriche riportate in fig. 18.2, G misura il peso proprio del portale, G_c il peso proprio del carrello-argano, Q il carico utile.

La potenza assorbita dalla traslazione della gru si ripartisce dunque dalle due parti nel rapporto A_{max}/B_{min} o A_{min}/B_{max}.

Se, come quasi sempre avviene, le gru sono installate all'aperto, si deve tener conto della pressione dinamica del vento.

Il comando delle gru a cavalletto può ancora avvenire da terra, mediante pulsantiera, o da cabina, con opportuna protezione dalle intemperie se il ponte lavora all'aperto (1).

(1) Analogamente, deve essere prevista una adeguata protezione del carrello-argano, dei motori e delle apparecchiature elettriche.

Si costruiscono gru a portale con interassi delle rotaie fino a 100 m. Le velocità di traslazione arrivano fino a 100 m/min (con comando da cabina). La velocità del carrello-argano può raggiungere 60 m/min, quella del sollevamento 30 m/min. La portata non supera di regola le 20-30 t_f.

Oltre ai respingenti di fine corsa, le gru a portale che funzionano all'aperto devono essere munite di dispositivi di sicurezza che permettano di ancorarle saldamente al binario di scorrimento quando sostano inattive; in tale modo si evita che il vento possa spingerle contro i fine corsa, con pericolo di rovesciamento. La fig. 18.6 mostra uno di tali dispositivi, del tipo a tenaglia. Di solito, i dispositivi di sicurezza contro il rovesciamento intervengono automaticamente quando la gru si ferma e il teleruttore di linea viene disinserito dal manovratore o da un apposito temporizzatore.

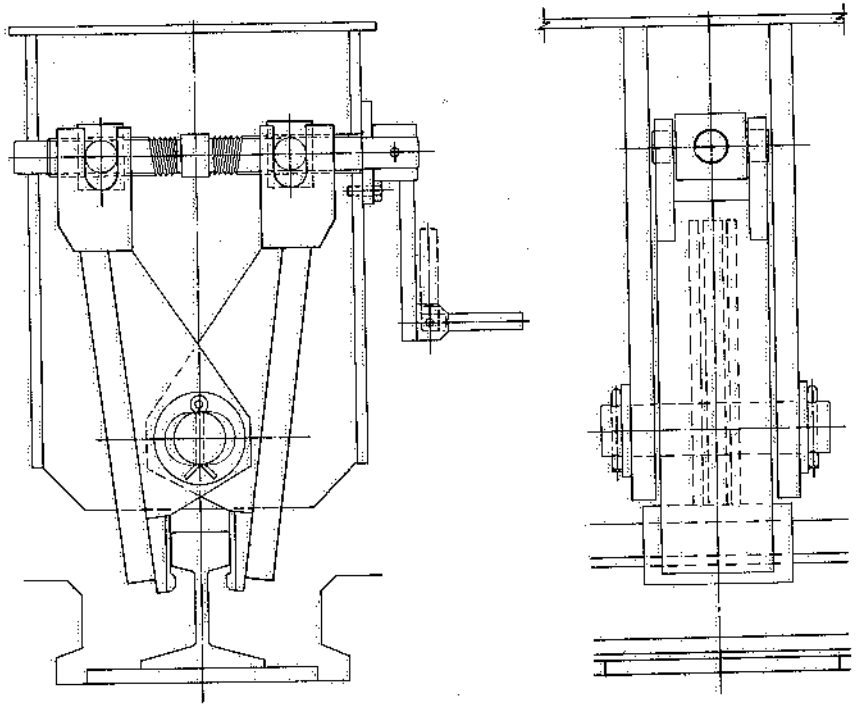


Fig. 18.6 – Dispositivo a tenaglia per l'ancoraggio delle gru a portale al binario di scorrimento.

Un caso particolare di gru a portale è quello in cui una delle due vie di corsa è sopraelevata (fig. 18.7): si ha allora la cosiddetta *gru a semiportale* o a *portale zoppo* o semplicemente *gru zoppa:* essa è sovente impiegata in officine di manutenzione, in reparti di lavorazione (di solito disposta inferiormente a carriponte di maggiore portata), o, ancora, in depositi all'aperto, addossata a fabbricati lungo i quali corre la via di corsa sopraelevata.

La UNI ISO 4301-91 stabilisce una classificazione delle gru a portale basata sul servizio richiesto durante il previsto periodo di utilizzazione degli apparecchi.

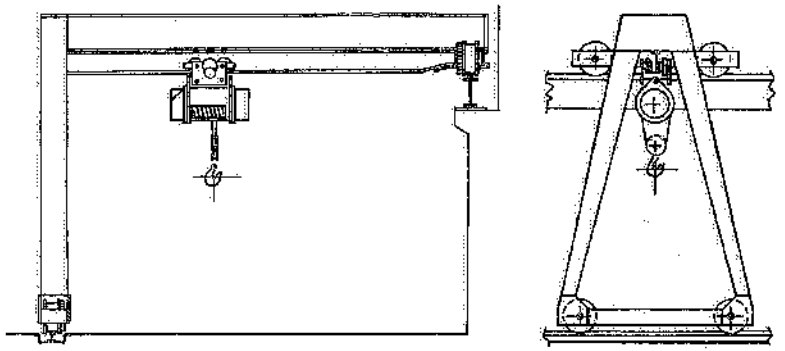


Fig. 18.7 – Gru a semiportale o gru zoppa.

18.3. GRU A BICICLETTA O A PARETE

Si tratta di gru a braccio (sul quale di solito scorre il paranco od il carrello-argano) che possono spostarsi lungo le pareti di un fabbricato o lungo i pilastri di una campata (fig. 18.8). Sono necessarie tre vie di corsa: una in un piano verticale, le altre in due piani orizzontali, aventi lo scopo di assorbire la coppia prodotta dallo sbraccio della gru (2).

A volte il braccio è girevole attorno ad un asse verticale.

Di portata inferiore alle 5÷10 t_f, coprono al massimo luci di 5÷10 m ed hanno velocità di traslazione che arrivano fino a 80÷100 m/min (con comando da cabina o tramite radiocomando).

Mentre il paranco o il carrello-argano non si discostano dal caso del carroponte normale, alcune considerazioni vanno fatte a proposito della traslazione della gru.

Con riferimento ad una gru a braccio fisso, la reazione massima sulla rotaia della via di corsa verticale vale (se due sono le ruote di scorrimento e con Q' si indica il carico utile e con G il peso del carrello-argano):

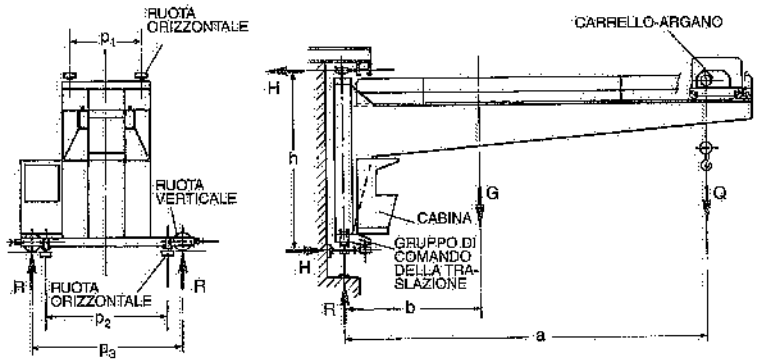


Fig. 18.8 – Gru a velocipede con due ruote portanti e quattro stabilizzanti.

(2) Lo sbraccio di una gru è il massimo allungamento possibile del braccio della gru stessa.

$$R_{max} = \frac{Q' + G}{2} \tag{18.5}$$

A sua volta, la reazione massima sulle due coppie di ruote scorrevoli sulle due rotaie orizzontali vale:

$$H_{max} = \frac{Q' \cdot a + G \cdot b}{2h} \tag{18.6}$$

Tanto la (18.5) che la (18.6) devono poi essere maggiorate per tener conto della coppia dovuta alle forze d'inerzia all'avviamento.

Poiché normalmente $h < a$, la H_{max} è di solito maggiore di R_{max}: ne consegue che, a parità di peso e di portata, la resistenza al moto di una gru a velocipede è superiore a quella di un carroponte.

La potenza assorbita a regime (in kW) per la traslazione della gru vale, utilizzando simboli già noti:

$$N_R = (2R_{max} w_1 + 4H_{max} w_2)\frac{v}{102\eta} \tag{18.7}$$

e, in unità SI:

$$N_R = (2R^*_{max} w^*_1 + 4H^*_{max} w^*_2)\frac{v}{10^3\eta} \tag{18.7 bis}$$

Se il braccio è girevole, sia il carico verticale sia il momento stabilizzante risultano variabili con la posizione dei baricentri di Q' e di G.

18.4. GRU A BANDIERA

Prevedono la rotazione, attorno ad un asse verticale, di un braccio sul quale scorre un paranco elettrico o manuale. Le figg. 18.9 e 18.10 illustrano alcuni tipi di gru a bandiera: essenzialmente, si distingue fra gru a montante girevole e gru a montante fisso. Le prime si applicano spesso contro pilastri e muri; le seconde possono essere installate in qualsiasi posizione ed il braccio portante il paranco può ruotare fino a 360°.

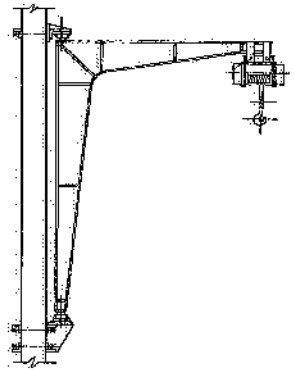


Fig. 18.9 – Gru a bandiera a montante girevole e paranco fisso.

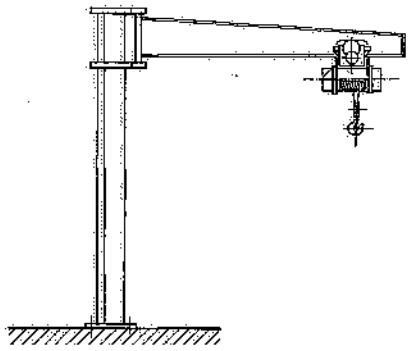


Fig. 18.10 – Gru a bandiera a montante fisso e paranco scorrevole su braccio girevole.

L'impiego più frequente nell'industria, vede le gru a bandiera installate a servizio delle macchine utensili che richiedono frequenti manovre di sollevamento e brevi spostamenti orizzontali dei carichi.

La portata delle gru a bandiera è inferiore a 5000 kg_f, (nel maggior numero delle applicazioni non supera i 1000 kg_f); lo sbraccio è di pochi metri.

Superiormente alle gru a bandiera possono operare carriponte di portata maggiore, per l'eventuale trasporto di carichi rilevanti oppure per i collegamenti fra posti di lavoro diversi, ciascuno dei quali è servito da una gru a bandiera.

I tipi a bassa portata e piccolo sbraccio sono movimentati a mano. Per portate e sbracci maggiori o per impieghi frequenti, si ricorre al comando elettrico, almeno per il sollevamento. L'alimentazione elettrica del motore del paranco ed eventualmente del carrello portaparanco è affidata a un cavo a festoni sopportato da carrellini scorrevoli in un'apposita canalina. Le gru con movimenti motorizzati e impieghi intensivi, possono avere la cabina di comando per il manovratore. La carpenteria delle gru a bandiera può essere del tipo ad anima piena o reticolare.

A volte le gru a bandiera sono montate su veicoli stradali, al fine di facilitare e rendere autonome le operazioni di carico e scarico di tali veicoli.

18.5. GRU A PIATTAFORMA GIREVOLE

Le gru a piattaforma girevole (fig. 18.11) sono dotate di un braccio atto a sollevare i carichi, montato su una piattaforma che può girare sopra una via di corsa circolare e contrappesato in modo che il baricentro totale cada sempre all'interno della superficie di appoggio.

Caratteristiche principali di una gru a piattaforma girevole sono la portata, la *volata* (3), l'altezza di sollevamento del gancio e le varie velocità di funzionamento.

Le possibilità di impiego di tali gru sono innumerevoli, ma più frequentemente esse sono utilizzate nei depositi, nei porti, nelle stazioni ferroviarie, nei cantieri navali.

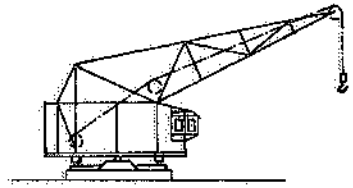


Fig. 18.11 – Gru a piattaforma girevole in posizione fissa.

Sovente, le gru a piattaforma girevole sono montate su altri mezzi di trasporto, quali: carrelli ferroviari (fig. 18.12), veicoli stradali (fig. 18.13), gru a cavalletto o a cavalletto zoppo.

Quest'ultimo accoppiamento è tipico delle gru elettriche utilizzate sulle banchine portuali. Con riferimento a tali gru, le tabelle UNI (4) forniscono le dimensioni e le caratteristiche principali per i tipi a portale, scorrevoli su uno o due binari, e per quelli a semiportale (figg. 18.14, 18.15, 18.16). In particolare, tali tabelle indicano:

- la *portata* delle gru: variabile da 1,5 a 6 t_f;
- la *volata massima*: può essere di 18 oppure 22 m;
- la *volata minima*: 7 oppure 8 m;

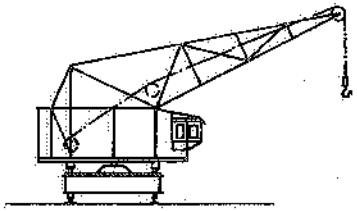


Fig. 18.12 – Gru a piattaforma girevole montata su un carrello ferroviario.

(3) La "volata" è lo sbraccio della gru, misurato dall'asse di rotazione della parte rotante.

(4) UNI 7565 e 7566.

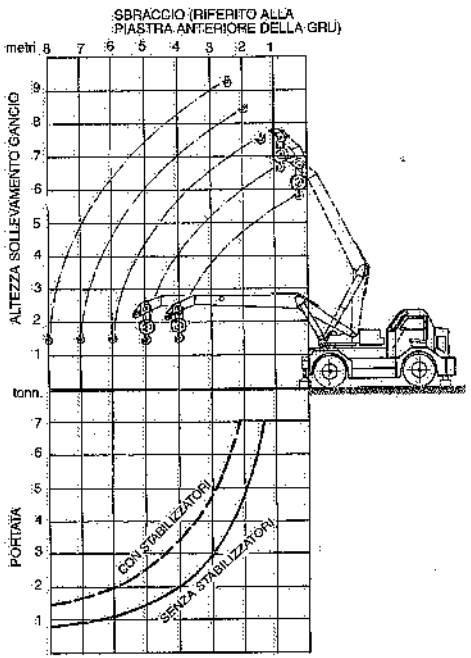
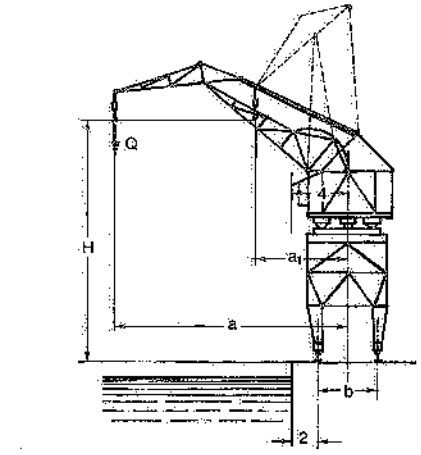
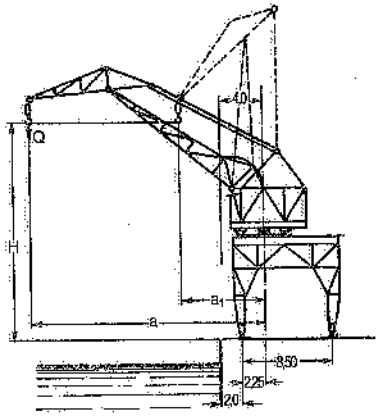


Fig. 18.13 – Gru a piattaforma girevole e braccio retrattile montata su un veicolo stradale. Si noti come al variare dello sbraccio (e quindi dell'altezza di sollevamento) vari la portata e come questa dipenda dall'impiego o meno di martinetti stabilizzatori.



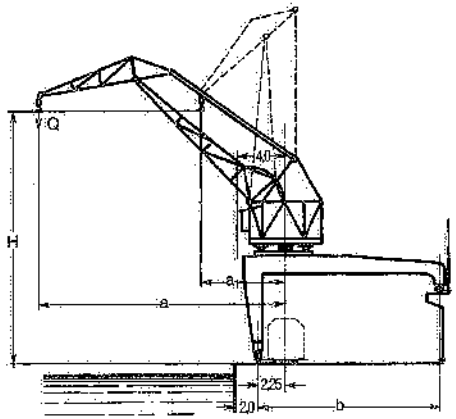
Q = portata;
a = volata massima;
a_1 = volata minima;
b = scartamento del portale;
H = massima corsa verticale del gancio (rispetto al piano banchina).

Fig. 18.14 – Gru elettrica scorrevole da banchina, a portale, per un binario.



Q = portata;
a = volata massima;
a_1 = volata minima;
b = scartamento del portale;
H = massima corsa verticale del gancio (rispetto al piano banchina).

Fig. 18.15 – Gru elettrica scorrevole da banchina, a portale, per due binari.



Q = portata;
a = volata massima;
a_1 = volata minima;
b = scartamento del portale;
H = massima corsa verticale del gancio (rispetto al piano banchina).

Fig. 18.16 – Gru elettrica scorrevole da banchina, a semiportale.

– lo scartamento delle rotaie di scorrimento: gru per un binario: 4,50 m; gru per due binari: 8,50 m; gru a semiportale: 12,50–16 o 20 m;
– l'alzata massima del gancio rispetto al piano della banchina: 18 oppure 22 m;
– la velocità di sollevamento: compresa fra 0,60 e 1,60 m/s;
– la velocità di variazione della volata: 0,75 m/s;
– la velocità di rotazione dell'equipaggio mobile: 1,5 giri/min.

Le rotaie utilizzate per la formazione dei binari di scorrimento delle gru sono del tipo Vignole per linee ferroviarie, modello 46 o 50 (UNI 3141-91).

La tabelle citate precisano inoltre il profilo dell'intradosso dei portali a seconda che gli impianti sono in rettifilo o in curva: in pratica, si tratta di assicurare i franchi minimi, rispetto alla sagoma limite dei carri ferroviari, prescritti dalle FS (vd. capitolo 14, § 7).

Per quanto riguarda la versione delle gru a piattaforma girevole montate su veicoli stradali (autogru), ricordiamo che, oltre alle caratteristiche di portata, volata, velocità e altezza di sollevamento, entrano in gioco anche il raggio di sterzatura e la maneggevolezza del veicolo portante.

La fig. 18.17 mette a confronto le prestazioni di portata, sbraccio e altezza di sollevamento di tre autogru.

Come già evidenziato dalla fig. 18.13, per aumentare la portata o lo sbraccio oppure quando l'autogru deve operare in difficili condizioni di lavoro, si ricorre a martinetti stabilizzatori che si abbassano fino a terra oppure a veicoli cingolati.

L'impiego delle autogru si è andato sempre più diffondendo grazie alla autosufficienza che il mezzo presenta in fase di carico e scarico.

Uno speciale tipo di gru a piattaforma girevole può essere considerata la cosid-

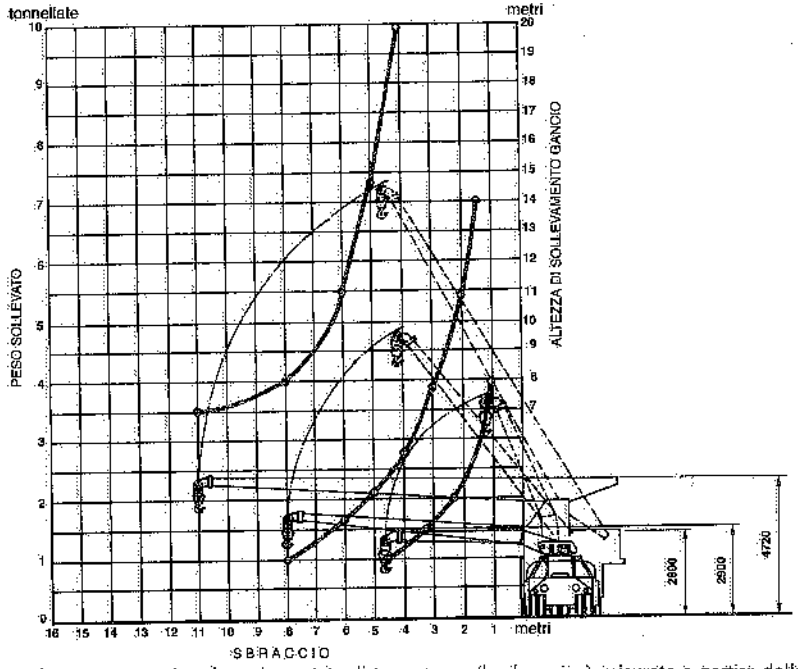


Fig. 18.17 – Curve comparative sbraccio-portata di tre autogru (lo sbraccio è misurato a partire dalla fiancata laterale dei mezzi).

detta *gru derrick* (fig. 18.18), essenzialmente caratterizzata dalla inclinabilità del braccio rotante (ottenuta mediante un gioco di funi comandato da apposito argano).

I bracci possono raggiungere anche i 30-40 m di lunghezza e sono di solito realizzati in struttura reticolare; la portata supera le 20-30 t.

Le gru derrick sono particolarmente adatte per cantieri navali, costruzione di dighe, cave di marmo.

Un'altra versione di gru a piattaforma girevole è *la gru per edilizia* (fig. 18.19), diffusamente impiegata per la costruzione di fabbricati: di solito, è costituita da un montante verticale fisso, attorno al quale ruota un braccio contrappesato, portante il carrello-argano.

Si richiama, infine, la norma UNI-ISO 4306, che classifica i principali tipi di gru e ne definisce la denominazione, i movimenti e le parti componenti.

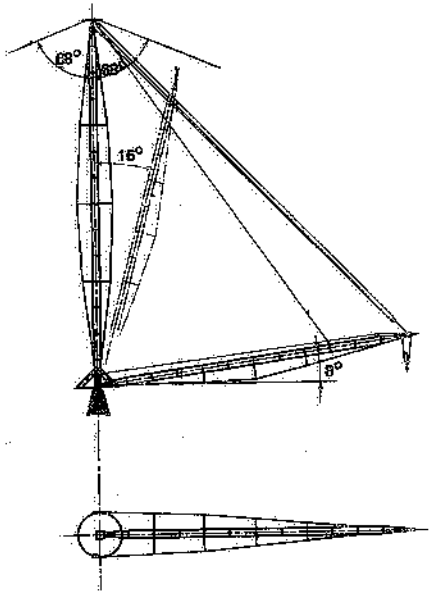


Fig. 18.18 – Gru derrick.

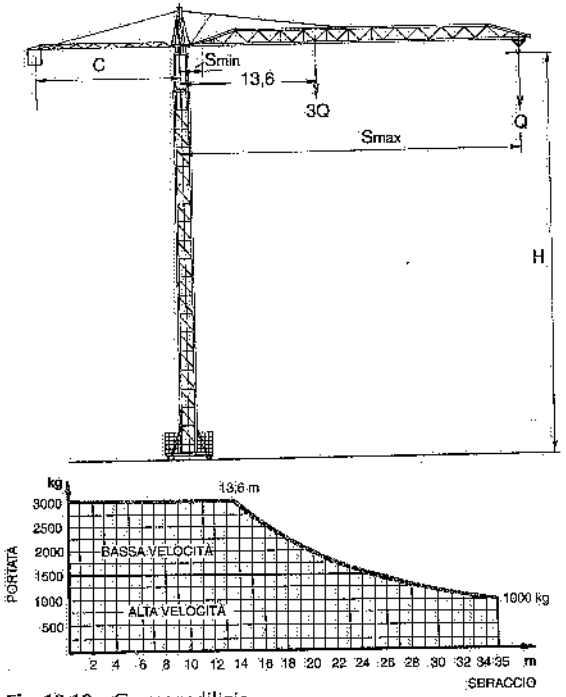


Fig. 18.19 – Gru per edilizia.

18.6. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.

V. Zignoli, *Costruzioni metalliche*, Torino, Utet.

H. Ernst, *Les appareils de levage*, Paris, Eyrolles.

CNR 10021, *Strutture di acciaio per apparecchi di sollevamento: istruzioni per il calcolo, l'esecuzione e la manutenzione.*

CNR-UNI 10011, *Costruzioni di acciaio: istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione.*

Fédération Européenne de la Manutention, *Régles pour le calcul des appareils de levage*, Paris.

19. Implement per gru

I carichi da movimentare con gru e carriponte sono sovente appesi al gancio di tali mezzi di trasporto mediante appositi organi flessibili (funi, catene, nastri metallici, ecc.). In altri casi si ricorre invece ad attrezzi speciali, denominati correntemente *implement*.

Il mezzo più noto di collegamento fra il gancio di una gru ed il carico da sollevare è certamente la *braca* di catena o di fune (da cui il termine imbracare, per indicare l'operazione di aggancio del carico alla gru).

Le catene impiegate per l'imbracatura dei carichi sono costruite normalmente in acciaio speciale, grado 80 (σ_R = 1200 MPa).

Più pesanti (a parità di portata) e più rumorose delle funi metalliche, le catene hanno per contro una migliore resistenza alla corrosione, all'abrasione ed alle temperature elevate.

Lo svantaggio della catena come organo di sospensione dei carichi, è dovuto al fatto che la sua rottura avviene all'improvviso, senza segni premonitori; inoltre, in caso di carico eccessivo, essa si allunga e diventa rigida.

Viceversa, le funi sono dotate di una certa elasticità e offrono una maggior sicurezza di esercizio, in quanto la loro rottura avviene in modo graduale ed è prevedibile a priori.

Tanto con le catene quanto con le funi (metalliche o in fibra) si possono realizzare imbracature del tipo cosiddetto a uno, due, tre e quattro tratti, come esemplificato nelle figg. 19.1, 19.2, 19.3, 19.4 con riferimento alle catene. Per queste ultime si richiamano le UNI-ISO 4778 e 7593.

L'angolo formato dai tratti di catena (o di fune) influisce sulla grandezza dello sforzo che ciascun tratto è in grado di sopportare.

Sia pure in misura minore, il carico di esercizio dipende anche dalla distanza fra gancio e carico.

Con riferimento alla fig. 19.5 (carico cilindrico di peso Q e raggio r), lo sforzo T nei due tratti di fune aumenta con l'angolo α secondo la

$$T = \frac{Q}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \qquad (\alpha \leqslant 120°) \tag{19.1}$$

e diminuisce con l'altezza di imbracatura h secondo la

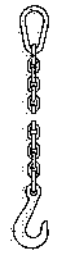


Fig. 19.1 – Braca a catena per sollevamento a un tratto.

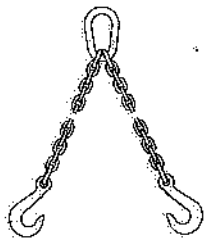


Fig. 19.2 – Braca a catena per sollevamento a due tratti.

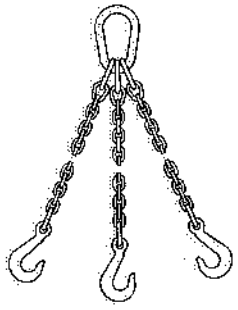


Fig. 19.3 – Braca a catena per sollevamento a tre tratti.

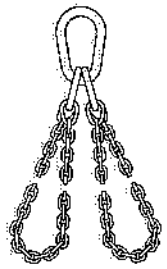


Fig. 19.4 – Braca a catena per sollevamento a quattro tratti.

(19.2) $$T = \frac{Q}{2\sqrt{1-\left(\frac{r}{r+h}\right)^2}}$$

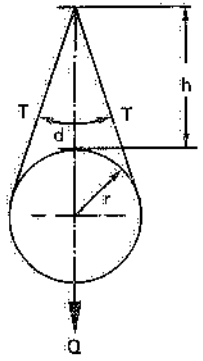


Fig. 19.5 – Influenza dell'angolo e dell'altezza di imbracatura sullo sforzo da applicare a funi o catene.

La imbracatura dei carichi deve rispettare alcune norme antinfortunistiche, fra le quali ricordiamo le seguenti (1):

- controllare, prima dell'impiego, lo stato di conservazione delle funi o delle catene e tenere conto del maggior sforzo provocato nelle stesse dall'inclinazione dei tratti; in ogni caso, funi (2) e catene devono essere sottoposte a verifiche trimestrali da parte di personale specializzato (D.M. 12 settembre 1959 e successivi aggiornamenti);
- il carico deve essere imbracato in modo che risulti bene equilibrato e che le funi o catene non slittino sul gancio o sugli attacchi. A questo scopo, le funi e le catene, anziché appoggiate direttamente sul gancio della gru, vengono sospese per mezzo di un apposito anello di attacco (fig. 19.2, ad esempio);
- quando il carico presenta spigoli vivi, si devono interporre fra detti spigoli e le catene o le funi, stracci, spessori di legno, sagome di protezione, al fine di evitare tagli o danneggiamenti alle imbracature (fig. 19.6);
- il sollevamento ed il sollevamento-trasporto dei carichi devono avvenire al di fuori delle zone in cui sostano persone e dei luoghi in cui l'eventuale caduta del carico può costituire pericolo.

(1) L'art. 181 del D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, detta genericamente che "l'imbracatura dei carichi deve essere effettuata usando mezzi idonei per evitare la caduta del carico".

(2) Per le funi si fa riferimento alla UNI ISO 4309 "Criteri di verifica e sostituzione delle funi per apparecchi di sollevamento".

Si cita, inoltre, l'art. 35 del D.Lgs. 4 agosto 1999, n. 359, in base al quale occorre:

- scegliere dei dispositivi di sollevamento dei carichi tenendo conto delle portate dei singoli elementi o delle loro combinazioni;
- applicare gli accorgimenti necessari per evitare la collisione fra attrezzature di sollevamento operanti nello stesso raggio d'azione;
- prendere misure atte a salvaguardare la sicurezza dei lavoratori durante le operazioni di aggancio, sgancio, sollevamento e movimentazione.

Fig. 19.6 – Interposizione di pezzi di legno fra un carico a spigoli vivi e le funi o le catene di imbracatura.

Al fine di ridurre i tempi per le operazioni di imbracatura, si ricorre sempre più spesso – in sostituzione delle funi o catene – all'impiego di opportuni attrezzi o apparecchiature ("implement"), scelti di volta in volta in relazione al carico da movimentare.

Di seguito ne citiamo alcuni, frequentemente adottati per il sollevamento ed il sollevamento-trasporto di carichi mediante gru e carriponte.

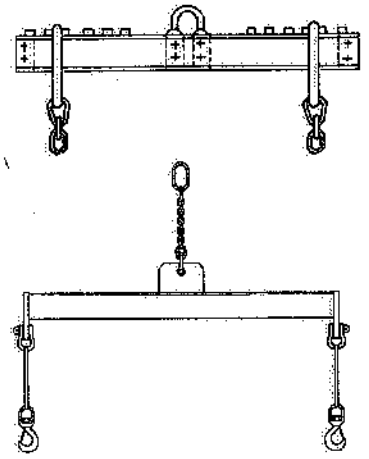


Fig. 19.7 – Gioghi per l'imbracatura di carichi di lunghezza variabile.

Gioghi o bilancini: sono essenzialmente impiegati per movimentare carichi lunghi, tali cioè da determinare nelle funi o nelle catene angoli di inclinazione superiori a quelli ammissibili (fig. 19.7) oppure per ripartire su due ganci (e cioè su due carriponte) un carico troppo pesante per un solo mezzo di trasporto (fig. 17.47 del capitolo sui "Carriponte").

Tenaglie o pinze (figg. 19.8, 19.9, 19.10, 19.11 e 19.12): servono per afferrare colli diversi quali casse, barili, sacchi, barre, tubi, lamiere.

La loro forma dipende appunto dalla natura del carico movimentato.

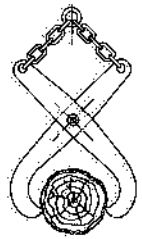


Fig. 19.8 – Tenaglie per la movimentazione di tronchi.

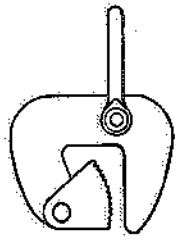


Fig. 19.9 – Pinze per la movimentazione di lamiere.

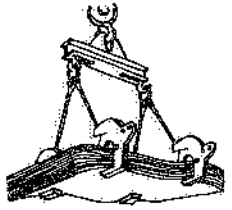


Fig. 19.10 – Implement per la movimentazione di pacchi di lamiere.

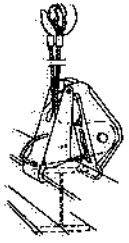


Fig. 19.11 – Morsa automatica per il maneggio di profilati.

Benne: sono adatte al trasporto di materiali alla rinfusa, di non grande pezzatura e disposti in mucchio (terre, minerali, sabbie, carbone, ecc.). Si hanno:

Fig. 19.12 – Implement applicabili a gru, carriponte e paranchi.

- *benne a due valve* (fig. 19.13), i cui movimenti di apertura e chiusura sono comandati da due coppie di funi: allentando le funi 1 e tirando le funi 2, le valve si aprono sopra il materiale da sollevare; mettendo in tensione le funi 1 e allentando le funi 2, la benna si richiude afferrando così una certa quantità di materiale; il sollevamento si effettua tirando le funi 1. Il comando di chiusura ed apertura delle due valve è motorizzato e reso possibile da opportuni fine corsa differenziali;

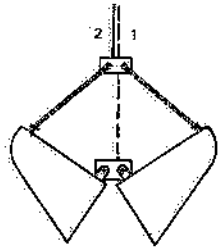


Fig. 19.13 – Benna a due valve.

- *benne a fondo apribile* (figg. 19.14 e 19.15): facilitano la sola operazione di scarico, grazie all'apertura del fondo ottenuta in modi diversi e con comando manuale o motorizzato.

Polipi (fig. 19.16): sono impiegati per movimentare materiali, difficilmente afferrabili con altri dispositivi, quali trucioli, forniture, rottami. La posizione di chiusura dei bracci ricurvi del polipo, è assicurata da un arpionismo di arresto, azionato da centraline idrauliche a bordo polipo, che consente anche il movimento di apertura.

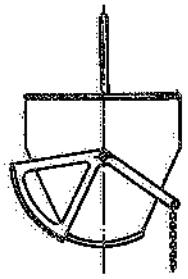


Fig. 19.14 – Benna a fondo apribile con comando a catena.

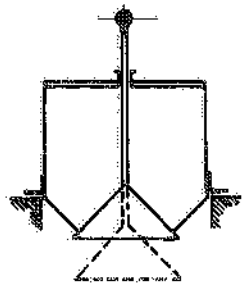


Fig. 19.15 – Benna a fondo apribile per il caricamento di forni fusori.

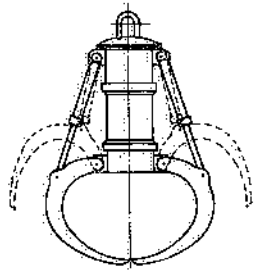


Fig. 19.16 – Attrezzatura del tipo a polipo.

Elettromagneti o piatti magnetici (fig. 19.17): sono utilizzati per movimentare materiali ferrosi (lingotti, rottami, profilati, lamiere,

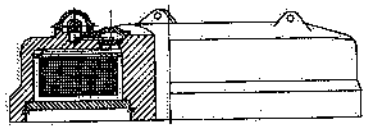


Fig. 19.17 – Elettromagnete di sollevamento.

ecc.): eccitando l'elettromagnete (con corrente continua), si genera un campo magnetico ed un flusso che si chiude – attraverso il materiale da sollevare – fra il nucleo dell'elettromagnete e l'involucro in ferro che lo contiene; si può così trasportare il carico da un punto ad un altro; raggiunto quest'ultimo, si interrompe l'immissione di corrente nell'avvolgimento racchiudente il nucleo oppure si invia una debole corrente di polarità opposta, diseccitando il magnete e provocando la caduta del carico.

L'energia spesa dipende dal tipo di materiale movimentato: passando da piastre o billette a sfridi e trucioli di acciaio, l'energia assorbita aumenta di 30-40 volte.

I vantaggi degli elettromagneti sono essenzialmente legati alla rapidità e semplicità delle operazioni di prelievo e di scarico dei materiali movimentati. Per contro, sussiste la possibilità che parte del materiale si stacchi dall'elettromagnete durante le manovre (per variazione del flusso, mancanza di corrente, ecc.): pertanto, particolari accorgimenti devono essere presi al fine di evitare infortuni a persone o danneggiamenti a macchinari e merci in seguito a caduta del materiale movimentato (3). Inoltre, i piatti magnetici non sono adatti al trasporto di materiale ferroso avente temperature superiori a 400°C, in quanto a tali temperature la forza portante diminuisce rapidamente.

Per carichi lunghi (ad esempio, lamiere) si ricorre a traverse magnetiche dotate di un adeguato numero di magneti (fig. 19.18), eventualmente parzializzabili in funzione delle dimensioni e del peso (leggi spessore) dei carichi da sollevare.

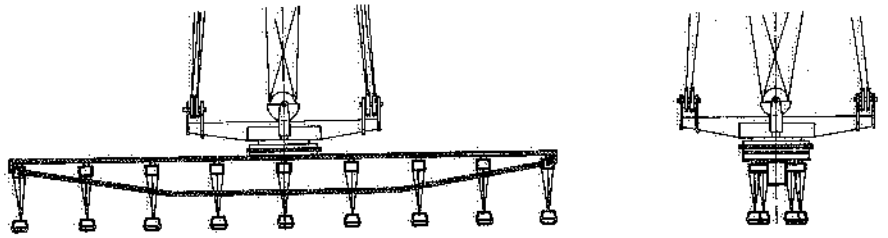


Fig. 19.18 – Traversa magnetica per la movimentazione di lamiere: i magneti possono essere inseriti o disinseriti simultaneamente (per lo scarico delle lamiere) o singolarmente, onde permettere il sollevamento di lamiere di qualsiasi dimensione senza correre il rischio di sollevare contemporaneamente lamiere sottostanti a quella da movimentare.

Si fa presente che l'uso di elettromagneti e, in misura minore, di polipi può provocare – a causa della presa e del rilascio istantanei del carico – un incremento delle sollecitazioni dinamiche.

Sollevatori pneumatici: in certi casi, specie quando si devono sollevare materiali aventi forma di lastre e superfici omogenee, anziché un campo magnetico, si provoca una depressione fra il carico e l'apparecchiatura (fig. 19.19), realizzando un implement con funzioni analoghe a quelle degli elettromagneti.

Forche (fig. 19.20): l'impiego di tale implement è possibile quando i carichi da movi-

(3) Il campo di azione degli apparecchi di sollevamento e di sollevamento-trasporto, dotati di elettromagneti per la presa del carico, deve essere delimitato con barriere. Ove ciò non sia possibile, le manovre di trasporto devono essere preannunciate con apposite segnalazioni acustiche in modo da consentire l'allontanamento delle persone che si trovano esposte al pericolo di un'eventuale caduta del carico. Possono essere altresì previste delle batterie tampone che intervengono in caso di mancanza improvvisa dell'energia elettrica.

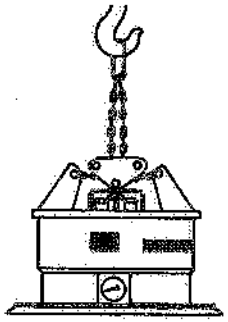


Fig. 19.19 – Sollevatore pneumatico di lastre e fogli di materiali diversi con superfici omogenee.

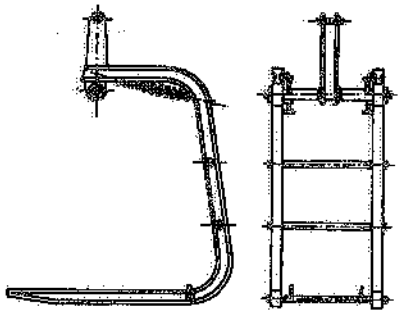


Fig. 19.20 – Forche autoequilibrate per il trasporto di unità di carico con gru.

mentare sono "forcolabili"; le forche possono oscillare attorno ad un asse orizzontale: due molle agiscono in modo che – a vuoto – il piano di carico delle forche risulti orizzontale; quando invece sostengono il carico, le forche si inclinano verso l'alto impedendo l'eventuale sfilamento del carico stesso.

Caricatore per cubilotti (fig. 19.21): per facilitare il caricamento dei cubilotti, sulle gru di servizio agli stessi si installa a volte un apposito dispositivo a becco che, introdotto dentro il cubilotto, facilita l'immissione delle cariche.

L'elencazione delle attrezzature speciali potrebbe continuare a lungo, essendo possibile, per ogni tipo di carico, adottare o studiare un apposito dispositivo di presa.

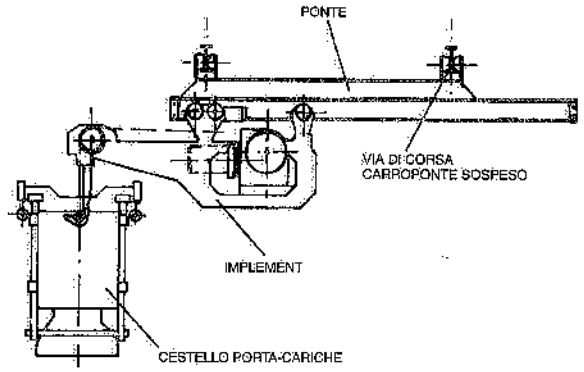


Fig. 19.21 – Carroponte con attrezzo per effettuare le cariche dei cubilotti.

20. Carrelli

(vd. capitolo IV)

20.1. GENERALITÀ

L'impiego dei carrelli per la movimentazione dei materiali nell'interno degli stabilimenti industriali si è andato sempre più diffondendo. Si tratta di mezzi di trasporto (e spesso anche di sollevamento) discontinui, a traslazione manuale o motorizzata.

I carrelli dotati di attrezzature atte a prelevare direttamente il carico (come le forche od altro implement particolare), hanno registrato la maggior diffusione in campo industriale.

Si può introdurre la seguente suddivisione:
- carrelli a traslazione manuale;
- carrelli trasportatori-elevatori azionati manualmente;
- carrelli trasportatori-elevatori motorizzati.

Nei paragrafi seguenti, per ognuno dei tre gruppi, accenneremo ai tipi più noti.

I criteri di scelta comuni a tutti i tipi di carrelli si basano sui seguenti parametri:
- capacità portante o portata massima (1);
- gommatura delle ruote.

La portata di un carrello viene scelta tenendo conto delle esigenze dei trasporti da effettuare e dipende dalle caratteristiche costruttive del carrello stesso. Inoltre, nel caso dei carrelli a traslazione manuale, dipende anche dal carico che è possibile movimentare quando si deve spingere il carrello sul piano pavimento dello stabilimento.

Il tipo di gommatura delle ruote deve essere scelto in relazione al tipo di pavimentazione su cui il carrello si muoverà. Così, se il carrello percorrerà pavimenti lisci e privi di buche, si possono adottare ruote rivestite in gomma dura o in materiale sintetico. La durezza del rivestimento deve diminuire quanto più la pavimentazione è irregolare. Su terreni accidentati, l'impiego di ruote con pneumatici in gomma si impone (inoltre, in questo caso, deve essere maggiorato il diametro delle ruote).

Anche l'usura cui le ruote dei carrelli sottopongono i pavimenti influenza la scelta della gommatura delle ruote: a titolo esemplificativo, una ruota rivestita in

(1) Per *portata* di un carrello si intende il carico utile che si può trasportare sul mezzo.

materia plastica accoppia un basso attrito volvente ad un minor danno al pavimento rispetto ad una ruota metallica. Ovviamente, la resistenza al moto varia anche a seconda che le ruote sono montate su cuscinetti a rotolamento oppure su bronzine. Con riferimento a cuscinetti a sfere, la resistenza unitaria al moto su pavimenti in cemento si può assumere mediamente pari a:

- 11 kg_f/t per ruote rivestite in plastica;
- 15 kg_f/t per ruote rivestite in gomma dura;
- 15 kg_f/t per ruote con pneumatici.

20.2. CARRELLI A TRASLAZIONE MANUALE

Le figg. 20.1 e 20.2 evidenziano due tipi di carrelli a traslazione manuale di frequente impiego: il primo, a due ruote, è adatto al trasporto di fusti, barili, sacchi; il secondo, a quattro ruote, serve ai trasporti più svariati (2): sovente, come nel caso della figura, è dotato di due ruote pivottanti. Talvolta sono pivottanti tutt'e quattro le ruote, il che, se da una parte consente di manovrare in spazi più ristretti, dall'altra rende più difficoltoso il controllo del carrello, specialmente lungo i tragitti rettilinei.

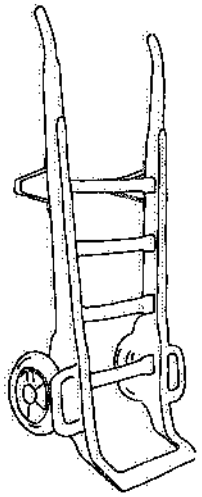


Fig. 20.1 – Carrello a traslazione manuale a due ruote.

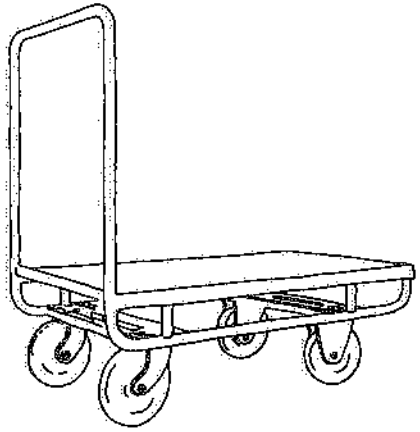


Fig. 20.2 – Carrello a traslazione manuale a quattro ruote, di cui due pivottanti.

Al fine di avere ingombri limitati in fase di sterzatura ed un buon controllo del carrello durante il movimento rettilineo, si impiegano a volte carrelli con sei ruote, di cui le due di mezzo sono fisse, mentre quelle di estremità sono pivottanti ed hanno diametro minore oppure sono installate poco più in alto (rispetto al piano pavimento delle prime, così che il carrello risulta leggermente inclinato nella direzione del moto). Se i carichi sono leggeri, si può avere una sola ruota pivottante per ciascuna estremità (fig. 20.3).

(2) Vd. anche fig. 15.31 del capitolo 15.

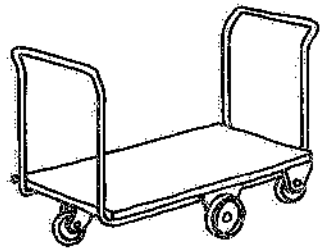


Fig. 20.3 – Carrello a traslazione manuale a quattro ruote, di cui una per ciascuna estremità pivottante.

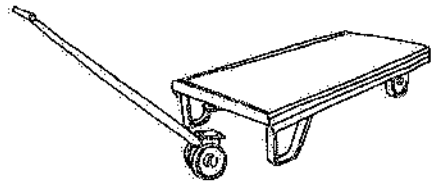


Fig. 20.4 – Piattaforma mobile con timone a leva.

Citiamo ancora il carrello di fig. 20.4, avente due ruote ad una estremità ed un supporto fisso all'altra estremità: viene spostato mediante il cosiddetto timone a leva.

La portata massima dei carrelli a traslazione manuale dipende soprattutto dallo sforzo necessario per la loro traslazione, tenuto conto del tipo di pavimentazione su cui devono muoversi.

20.3. CARRELLI TRASPORTATORI-ELEVATORI CON AZIONAMENTO MANUALE

I carrelli delle figg. 20.5 e 20.6 sono i tipi più noti di carrelli dotati di movimenti di sollevamento e di traslazione azionati manualmente. Sono impiegati per la movimentazione di pedane, palette e colli aventi forma opportuna.

Anche per questi carrelli la portata massima dipende essenzialmente dallo sforzo richiesto per muoverli, con il carico a bordo, su una pavimentazione avente determinate caratteristiche.

Il sollevamento del piano di carico può essere comandato, con manopola o mediante pedale, da un dispositivo solitamente di tipo idraulico.

Tali carrelli sono caratterizzati da spazi di manovra limitati: pertanto, i corridoi nei quali operano sono molto più stretti di quanto non richiedano i carrelli motoriz-

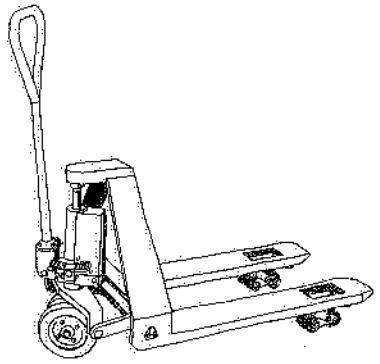


Fig. 20.5 – Carrello per palette ("transpallet" o transpaletta) ad azionamento manuale.

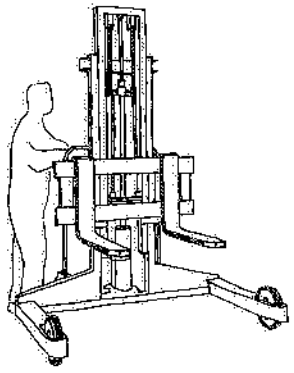


Fig. 20.6 – Carrello trasportatore-elevatore ad azionamento manuale.

zati di cui si dirà fra poco. Per contro, com'è ovvio, una limitazione sensibile al loro impiego proviene dalle modeste velocità di movimentazione.

Come si rileva dalle due figure citate, la differenza fra i due tipi di carrelli sta essenzialmente nel fatto che con il primo (fig. 20.5) si possono raggiungere, con l'attrezzatura destinata a movimentare il carico, altezze di sollevamento molto limitate (100÷200 mm), mentre con il secondo la corsa è assai più elevata (può superare i 3 m).

20.4. CARRELLI MOTORIZZATI

I carrelli con i movimenti di sollevamento e di traslazione motorizzati sono i più diffusi nell'industria. Il sistema di azionamento può essere con motore:
- elettrico (in corrente continua o alternata);
- termico, con alimentazione a gasolio, benzina o gas liquido (3).

La scelta del sistema motore più adatto dipende da diversi fattori. Fra gli altri (costi di acquisto, di esercizio e di manutenzione), ricordiamo i seguenti:
- i carrelli elettrici sono caratterizzati da tempi di avviamento più brevi, ragione per cui raggiungono rapidamente la velocità di regime;
- i carrelli diesel sono più robusti e quindi adatti per lavori pesanti e per terreni irregolari (quali sovente si hanno nei depositi all'aperto);
- i carrelli con motore a combustione interna possono essere utilizzati solo all'esterno degli ambienti di lavoro per via degli scarichi gassosi;
- l'impiego di numerosi carrelli elettrici comporta la disponibilità di un apposito locale per la ricarica degli accumulatori; in tale locale devono essere previste aspirazioni razionali e adeguate al fine di ridurre l'inquinamento da acido solforico sotto i limiti ammessi.

Nei locali in cui esistono pericoli di incendio o di scoppio (nel senso che gli elementi volatili o gassosi possono formare con l'aria una miscela infiammabile o detonante), si devono adottare particolari misure di sicurezza, quali l'impiego di motori ed apparecchiature elettriche di tipo codificato per l'impiego (ad esempio, antideflagranti).

Circa la gommatura delle ruote, valgono le considerazioni fatte per i carrelli in generale.

Si distingue ancora fra carrelli con manovratore a bordo (fig. 20.7) e carrelli con manovratore a terra (fig. 20.8): quest'ultimo tipo di carrello è adatto nei casi in cui il numero di trasporti è limitato e si vuole ridurre al minimo la larghezza dei corridoi di manovra.

Alla diffusione dei carrelli in esame ha in parte rilevante contribuito il fatto che essi sono dotati di forche (o di altri attrezzi speciali scelti in relazione ai carichi da movimentare) che possono sollevarsi rispetto al piano pavimento (figg. 20.7 e 20.8). La fig. 20.9 mostra schematicamente come avviene tale sollevamento: le forche sono montate su un'apposita piastra scorrevole lungo un montante verticale; questo può essere fisso alla struttura del carrello oppure avere una parte fissa ed una o più parti dotate di moto relativo (montanti telescopici), il che consente di raggiungere con le forche altezze maggiori. La norma UNI ISO 5053 definisce duplex, triplex e quadriplex i sollevatori costituiti da un montante fisso e, rispettivamente, uno, due e tre montanti mobili (l'ultimo raramente utilizzato, come, del resto, il sollevatore non telescopico o a montante fisso). Il sollevamento delle forche è comandato, attraverso catene, dal sistema motore (batteria di accumulatori, motore diesel, ecc.) montato a

(3) Questi carrelli sono solo più impiegati all'esterno degli ambienti di lavoro.

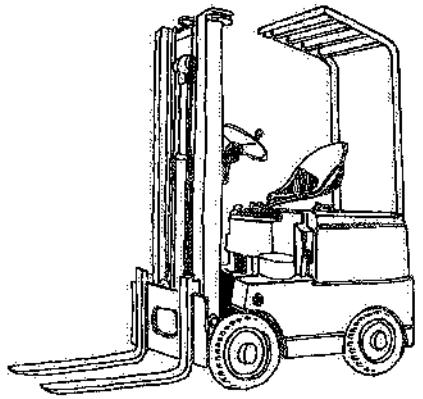


Fig. 20.7 – Carrello elevatore con manovratore a bordo.

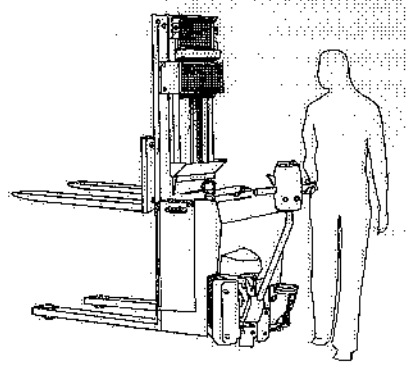


Fig. 20.8 – Carrello elevatore con manovratore a terra.

bordo del carrello oppure da un sistema idro-pneumatico. L'abbassamento avviene per gravità.

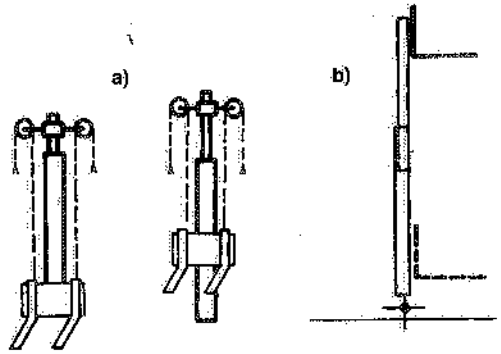


Fig. 20.9 – Principio di funzionamento delle forche di un carrello elevatore: a) con montante fisso; b) con montante telescopico.

20.5. CARATTERISTICHE DEI CARRELLI MOTORIZZATI

Prototipo dei carrelli motorizzati, oggi assai diffusi nell'industria, può forse essere considerato il noto carrello impiegato nelle stazioni ferroviarie per il trasporto dei bagagli: si tratta di un mezzo di trasporto ad accumulatori, solitamente caricato e scaricato a mano.

Fra i carrelli motorizzati si possono anche includere i trattori, anche se essi non servono per trasportare direttamente i carichi, bensì a trainare un certo numero di carrelli non motorizzati (4). La rassegna dei tipi di carrelli in esame potrebbe continuare a lungo, fino ad arrivare, per esempio, ai carrelli a portale di fig. 20.11, adatti per la movimentazione di carichi pesanti, lunghi o ingombranti, in parchi o depositi all'aperto.

I carrelli che hanno registrato la maggior diffusione in ambito industriale sono i cosiddetti carrelli a forche, ai quali si è già fatto riferimento con le figg. 20.7 e 20.8. Tali carrelli consentono di effettuare le operazioni di carico e scarico con le stesse forche di cui sono dotati, purché si tratti di unità di carico adatte (quali palette e contenitori); a seconda dei tipi, il manovratore sta a terra o a bordo, seduto oppure in piedi.

(4) L'accoppiamento trattore-rimorchio risulta molto interessante ed economico nei trasporti di notevoli quantità di materiali su distanze che non sarebbero convenienti per altri tipi di carrelli (fig. 20.10).

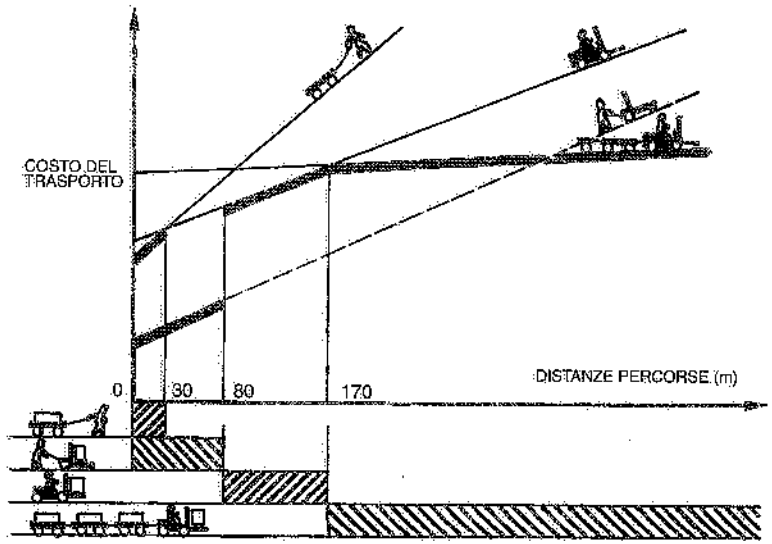


Fig. 20.10 – Costi di trasporto di alcuni mezzi di movimentazione dei materiali in funzione delle distanze percorse.

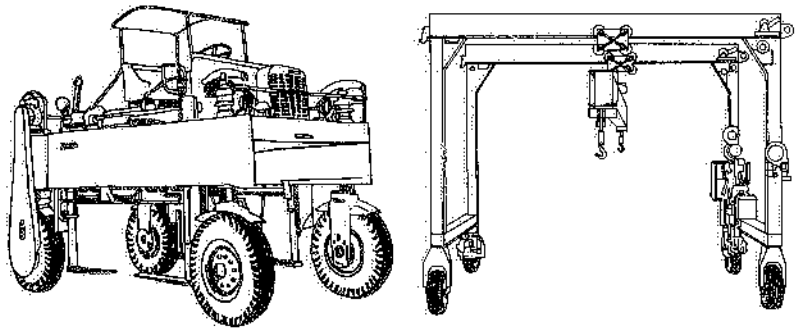


Fig. 20.11 – Carrelli a portale per carichi ingombranti.

Sono pure disponibili carrelli motorizzati aventi una piccola altezza di sollevamento delle forche (vd. capitolo IV): essi sono soprattutto impiegati per alimentare le linee di lavorazione oppure per movimentare i materiali in corrispondenza di singoli posti di lavoro o ancora per operazioni di ricevimento e spedizione merci.

Con riferimento alla fig. 20.12, le principali caratteristiche di un carrello a forche sono le seguenti:

- massima capacità portante;
- distanza fra l'asse delle ruote anteriori e la superficie frontale delle forche;
- altezza di sollevamento delle forche;
- dimensioni di ingombro (in elevazione, in pianta, in fase di sterzatura, ecc.);
- brandeggio dei montanti porta-forche.

Il *brandeggio* è un movimento di inclinazione in avanti e all'indietro dei montanti sui quali scorre la piastra porta-forche: la maggior parte dei carrelli a forche motorizzati è dotata di tale possibilità, che viene evidenziata con l'indicazione di carrelli a montanti inclinabili o dotati di brandeggio.

Inclinando i montanti in avanti (fino a massimi di 2°÷3° rispetto alla verticale), risultano facilitate le operazioni di introduzione delle forche negli appositi vani delle unità di carico; inclinandoli all'indietro (fino a massimi di 8°÷10°), si migliora la stabilità del carrello in fase di marcia.

La *capacità portante* è una costante per ogni carrello ed è misurata dalla

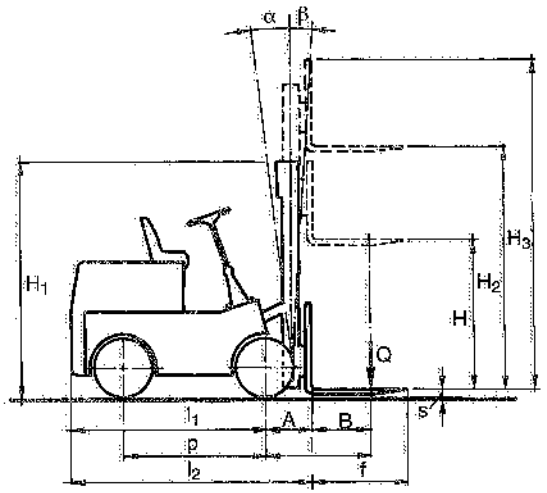
$$C = l \cdot Q \qquad (cm \cdot kg_f)$$

dove Q è il peso lordo del carico trasportato.

È così possibile determinare:

a) il massimo ingombro in lunghezza dell'unità di carico da movimentare (ovvero la massima distanza l del baricentro dell'unità stessa dall'asse delle ruote anteriori del carrello):

$$l = \frac{C}{Q} \qquad (cm)$$



H = altezza di sollevamento delle forche (variabile)
H_1 = altezza del carrello a montanti abbassati
H_2 = massima altezza sollevamento forche
H_3 = massimo ingombro in altezza con le forche sollevate al massimo
f = lunghezza utile delle forche
l_2 = lunghezza del carrello senza le forche
p = passo delle ruote
A = distanza fra la superficie frontale delle forche e l'asse delle ruote anteriori
B = distanza fra il baricentro del carico e la superficie frontale delle forche
l = A+B=distanza fra il baricentro del carico e l'asse delle ruote anteriori
α = inclinazione dei montanti all'indietro
β = inclinazione dei montanti in avanti

Fig. 20.12 – Principali caratteristiche di un carrello a forche.

b) la massima portata del carrello per una data lunghezza dell'unità di carico (ovvero per la distanza l del baricentro dell'unità di carico dall'asse delle ruote anteriori del carrello):

$$Q = \frac{C}{l} \qquad (kg_f)$$

Normalmente, il costruttore precisa la portata nominale del carrello, la corrispondente posizione del baricentro (5) e la distanza A fra l'asse delle ruote anteriori e la

(5) La UNI ISO 3691 prescrive le dimensioni della targa indicante la portata ed il baricentro del carico dei carrelli elevatori a forche (fig. 20.13), nonché le diciture che devono essere riportate sulla stessa (nome del costruttore, tipo del carrello, sollevamento massimo delle forche, massa a vuoto).

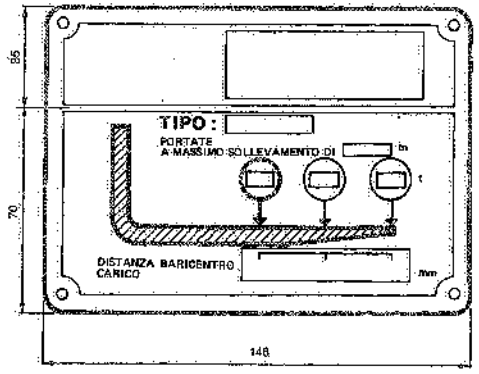


Fig. 20.13 – Targa indicante la portata ed il baricentro del carico dei carrelli elevatori a forche.

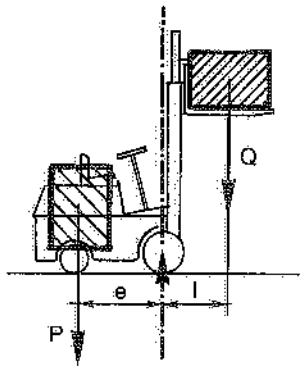


Fig. 20.14 – Verifica della stabilità dei carrelli elevatori a forche.

superficie frontale delle forche: è quindi possibile ricavare la capacità portante C (6).

È ovvio che la portata nominale indicata dal costruttore per una determinata posizione del baricentro del carico, è ottenuta dalla condizione di equilibrio fra il momento ribaltante e il momento stabilizzante. Con riferimento alla fig. 20.14, il momento ribaltante del carico è

$$M_R = Q \cdot l$$

mentre il momento equilibrante del carrello vale

$$M_E = P \cdot e$$

Pertanto, il coefficiente di sicurezza statica al ribaltamento longitudinale è

$$K = \frac{M_E}{M_R} \qquad (20.1)$$

(6) Ad esempio, si supponga che la portata nominale di un carrello elevatore a forche sia di 1800 kg_f, che il relativo baricentro si trovi alla distanza B = 75 cm dalla superficie frontale delle forche e che sia A = 40 cm (fig. 20.12). Risulterà l = A + B = 40 + 75 = 115 cm e pertanto

$$C = 115 \cdot 1800 = 207.000 \text{ cm } kg_f$$

Si voglia conoscere la lunghezza L che può avere una unità di carico avente il peso lordo di 1200 kg_f:

$$l = \frac{C}{Q} = \frac{207.000}{1200} = 172 \text{ cm}; \qquad B = l - A = 172 - 40 = 132 \text{ cm}$$

per cui

$$L = 2 \cdot B = 2 \cdot 132 = 264 \text{ cm}$$

Se invece interessa valutare la portata massima del carrello considerato, sul quale siano state montate forche lunghe 210 cm, si può scrivere:

$$B = \frac{L}{2} = \frac{210}{2} = 105 \text{ cm} \qquad l = A + B = 40 + 105 = 145 \text{ cm}$$

$$Q = \frac{C}{l} = \frac{207.000}{145} = 1425 \ kg_f.$$

In proposito, vale la pena di ricordare che la vigente unificazione (tabella UNI ISO 1074) prescrive che i carrelli a forche a 3 o 4 ruote, a montanti inclinabili o no, con carico disposto a sbalzo e manovratore a bordo o a piedi, soddisfino specifiche prove di stabilità. Richiamando norme precedentemente citate, si evidenziano le seguenti verifiche:

1) prova di stabilità longitudinale in impilamento;
2) prova di stabilità longitudinale in movimento;
3) prova di stabilità laterale in impilamento;
4) prova di stabilità laterale in movimento.

Tali prove hanno lo scopo di controllare la stabilità dei carrelli elevatori a forche in tutte le loro condizioni di funzionamento mediante prove statiche che, con l'ausilio di una piattaforma inclinabile, riproducono, in linea di massima, le condizioni di funzionamento dinamiche.

La fig. 20.15 riporta le varie condizioni di esecuzione delle prove di cui sopra, durante le quali il carrello viene mantenuto fermo sulla piattaforma mediante i freni o bloccando le ruote.

Prova 1) Stabilità longitudinale in impilamento (7):

Q = carico di prova = portata nominale del carrello (cioè carico massimo per il quale è stato costruito il carrello);
H_2 = massima altezza di sollevamento delle forche;
l = inclinazione della piattaforma di prova (4% per Q < 5000 kg_f).

Prova 2) Stabilità longitudinale in movimento (7):

Q = portata nominale;
H_0 = 300 mm dalla piattaforma inclinabile;
α = massima inclinazione all'indietro dei montanti;
l = pendenza della piattaforma (18%).

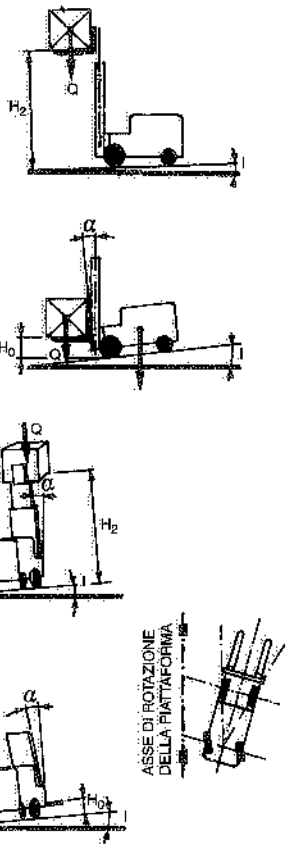


Fig. 20.15 – Modalità di esecuzione delle prove di stabilità dei carrelli elevatori a forche.

(7) Il carrello deve essere posto su una piattaforma orizzontale con l'asse delle ruote anteriori parallelo all'asse di rotazione della piattaforma.

Prova 3) Stabilità laterale di impilamento (8).
Q = portata nominale;
H_2 = altezza massima di sollevamento;
α = massima inclinazione all'indietro dei montanti;
l = pendenza della piattaforma (6%).

Prova 4) Stabilità laterale in movimento, con carrello scarico (8):
H_0 = 300 mm dalla piattaforma inclinabile;
α = massima inclinazione all'indietro dei montanti;
l = pendenza della piattaforma (50% per Q < 5000 kg_f e 40% per Q > 5000 kg_f).

Un altro importante parametro caratteristico dei carrelli elevatori è l'*altezza di sollevamento delle forche*, dalla quale dipende l'altezza massima di immagazzinamento dei materiali mediante tali mezzi di trasporto.

La fig. 20.16 evidenzia come varia la portata di un carrello in funzione dell'altezza di sollevamento delle forche.

Se il carrello ha i montanti inclinabili, la sua portata risente (a parità di ogni altra condizione) del fatto che, con il carico sollevato, l'inclinazione in avanti dei montanti aumenta il momento ribaltante, compromettendo la stabilità del carrello. Inoltre, se l'altezza di sollevamento delle forche supera i 5 m, anche l'inclinazione all'indietro dei montanti influenza negativamente la portata del carrello, riducendola rispetto a quella consentita con i montanti verticali (9). La portata dei carrelli con montanti inclinati precisata dai costruttori, tiene conto delle suddette limitazioni.

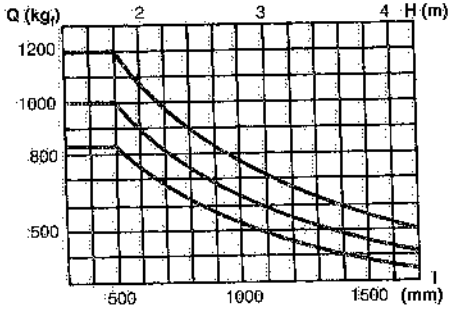


Fig. 20.16 – Portata di un carrello a forche in funzione dell'altezza di sollevamento delle forche.

L'altezza di sollevamento delle forche raggiungibile con carrelli dotati di montanti a doppio o triplice sfilamento è di 8÷9 m. Vengono peraltro realizzati carrelli con montanti telescopici a triplo sfilamento, i quali possono raggiungere altezze di sollevamento delle forche intorno ai 13 m: tali carrelli, dispongono di dispositivi per la preselezione automatica dell'altezza di prelievo e di deposito dei carichi.

Soffermiamoci ora sulle *caratteristiche geometriche e di ingombro* dei carrelli. Oltre alla distanza fra la superficie frontale delle forche e l'asse delle ruote anteriori (di cui si è già rilevata l'influenza sulla capacità portante del carrello), al brandeggio ed alla massima altezza di sollevamento delle forche, rivestono particolare importanza le seguenti caratteristiche (fig. 20.12):
- altezza totale del carrello con le forche ed i montanti abbassati;
- ingombro massimo in altezza del carrello (a forche completamente sollevate);

(8) Il carrello viene disposto sulla piattaforma in modo che la retta congiungente il centro di una ruota anteriore con la proiezione perpendicolare alla piattaforma del punto di intersezione tra mezzeria longitudinale del carrello ed asse delle ruote posteriori, risulti parallela all'asse di rotazione della piattaforma.

(9) Per limitare tali declassamenti, i costruttori di carrelli propongono l'alternativa del brandeggio delle forche anziché del montante.

- lunghezza totale del carrello (con e senza le forche);
- lunghezza e spessore delle forche;
- ingombro in larghezza del carrello;
- raggio minimo di sterzatura;
- raggio di ingombro minimo in fase di sterzatura.

Gli ultimi tre parametri sono fondamentali in vista della larghezza da assegnare ai corridoi di transito o di manovra dei carrelli motorizzati.

Infatti, a parte eventuali spazi da riservare al traffico pedonale o ad altri scopi, la larghezza dei corridoi percorsi da carrelli a forche dipende dall'ingombro trasversale di questi e, allorquando sono richieste manovre di sterzatura, dai raggi di sterzatura dei mezzi stessi (fig. 20.17). È evidente che alla larghezza così determinata si deve aggiungere un franco di sicurezza, che di solito si assume pari a circa 200 mm.

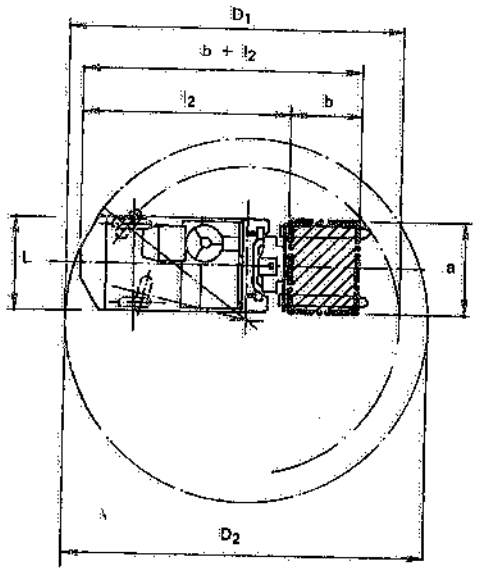


Fig. 20.17 – Determinazione della larghezza del corridoio in cui deve manovrare un carrello a forche.

All'occorrenza, il raggio minimo di sterzatura (e quindi anche quello di ingombro minimo di sterzatura) si può determinare graficamente, ove sia noto l'angolo massimo di sterzatura della o delle ruote sterzanti (si tenga presente che, contrariamente a quanto avviene nella maggior parte dei veicoli, nei carrelli elevatori sono sterzanti le ruote posteriori). Infatti, con riferimento alla fig. 20.18 relativa ad un carrello a tre ruote, con assale anteriore fisso e ruota posteriore sterzata dell'angolo α, risulta

$$p = R \operatorname{sen} \alpha \quad \text{ovvero} \quad R = \frac{p}{\operatorname{sen} \alpha}$$

Ovviamente, per $\alpha = 90°$, R = p.

Nel caso di un carrello a quattro ruote con assale sterzante realizzato secondo lo schema di fig. 20.19 (le ruote posteriori possono assumere orientamenti diversi, ma i loro assi di rotazione incontrano sempre un unico punto giacente sull'asse delle ruote anteriori), si ha

$$p = AC \operatorname{tg} \alpha = BC \operatorname{tg} \beta$$

$$n = BC - AC = p\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}\right)$$

ovvero

$$p = n(\operatorname{cotg}\beta - \operatorname{cotg}\alpha) \tag{20.2}$$

È così possibile, anche in questo caso, determinare il minimo raggio di rotazione del punto di mezzo dell'asse posteriore del carrello.

Noti R e gli ingombri in pianta del carrello, si può determinare il raggio minimo di ingombro in fase di sterzatura del veicolo.

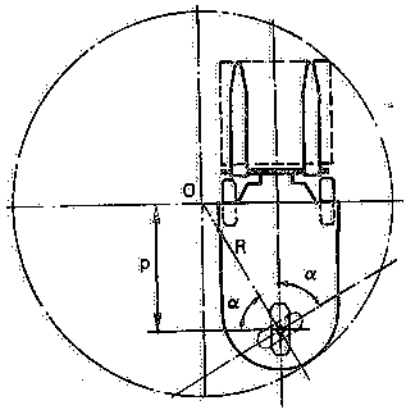


Fig. 20.18 – Determinazione del raggio minimo di ingombro in fase di sterzatura di un carrello a forche a tre ruote.

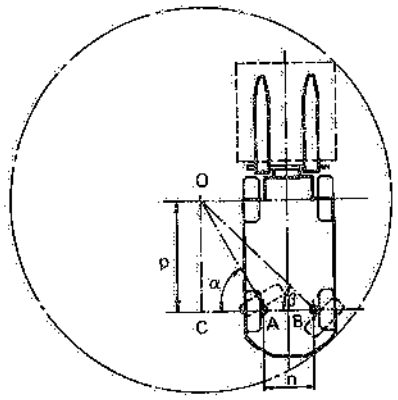


Fig. 20.19 – – Determinazione del raggio minimo di ingombro in fase di sterzatura di un carrello a forche a quattro ruote.

Agli ingombri di cui sopra si devono aggiungere adeguati franchi di sicurezza su entrambi i lati del corridoio: di solito, si considerano ~ 200 mm per parte.

Altri parametri caratteristici dei carrelli elevatori riguardano le loro *prestazioni*, ossia:

- la velocità di marcia con e senza carico (ordine di grandezza: 10÷20 km/h) (10);
- la velocità di sollevamento delle forche con e senza carico (0,2÷0,5 m/s);
- la velocità di discesa delle forche con e senza carico (0,4÷0,6 m/s);
- la pendenza superabile con e senza carico (6÷9%);
- la capacità di traino al gancio con e senza carico.

E ancora, è opportuno conoscere, dei singoli carrelli:

- il peso (a vuoto) in ordine di marcia,
- il carico massimo su ciascuna ruota,
- il tipo di freni (meccanici, idraulici, servofreno, ecc.),
- il tipo della batteria o del motore a combustione,
- il numero di marce,

oltre che il tipo di gomme, di cui si è già detto.

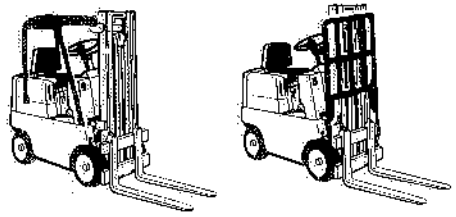


Fig. 20.20 – Tettuccio e telaio di protezione del manovratore dei carrelli elevatori contro l'eventuale caduta del carico movimentato.

Infine, per motivi di protezione antinfortunistica del manovratore, è d'obbligo dotare il carrello di un robusto tettuccio di protezione del posto di guida e, ove necessario, di un telaio sovrastante la piastra porta-forche, avente lo scopo di impedire la caduta del carico o di una sua parte sul manovratore (fig. 20.20).

(10) La velocità di traslazione, insieme ai tempi richiesti per il prelievo e lo scarico dei materiali da movimentare, consente di valutare il lavoro che un carrello può svolgere in un tempo prestabilito.

20.6. TIPI DI CARRELLI TRASPORTATORI-ELEVATORI

È evidente l'importanza di ridurre al minimo la larghezza dei corridoi. Ciò può essere ottenuto in due modi: adottando particolari modalità di sistemazione dei materiali lungo i lati dei corridoi; impiegando carrelli aventi caratteristiche adatte allo scopo.

Circa le modalità di sistemazione, citiamo – a titolo di esempio – quella di fig. 20.21b, che costituisce una variante al sistema classico di cui alla fig. 20.21a. Tale accorgimento però, se da una parte riduce la larghezza dei corridoi, dall'altra ne aumenta la lunghezza (a parità di unità di carico da sistemare lungo i lati); senza contare che la disposizione stessa può risultare inaccettabile per altri motivi, essenzialmente legati al plant layout.

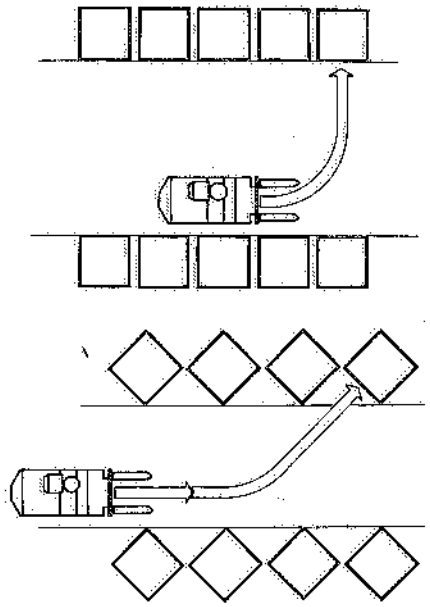


Fig. 20.21 – Modalità di disposizione di unità di carico: a) normale all'asse del corridoio; b) obliqua rispetto all'asse del corridoio.

Di qui la preferenza per versioni particolari dei carrelli elevatori rispetto al tipo tradizionale di fig. 20.7. Un primo esempio di carrello che risponde all'esigenza di ridurre la larghezza dei corridoi, è quello di fig. 20.22, noto anche come carrello *straddle*, il quale, oltre ad avere minori raggi di ingombro in fase di sterzatura (a parità di portata), ha anche un ingombro in lunghezza più ridotto (si noti come la distanza *A* fra la superficie frontale delle forche e l'asse delle ruote anteriori risulti compresa nel passo delle ruote). A questo vantaggio, si deve inoltre aggiungere quello di una maggiore stabilità. Per contro, i carrelli di questo tipo, oltre ad essere dotati di ruote anteriori di piccolo diametro, presentano l'inconveniente che, per prelevare o depositare il carico, i due bracci anteriori devono affiancare il carico stesso: di conseguenza, le unità di carico vanno disposte a maggiore distanza oppure su un ripiano sollevato rispetto al pavimento (in modo da consentire l'inserimento dei due bracci).

Proseguendo nella elencazione dei vari tipi di carrelli elevatori realizzati allo scopo precipuo di ridurre la larghezza dei corridoi, ricordiamo il carrello dotato di dispositivo articolato per l'avanzamento delle forche (fig. 20.23).

Nella versione illustrata in fig. 20.24, la parte anteriore del carrello (ruote e montanti portaforche) è girevole attorno ad un asse verticale: quando il carrello arriva in corrispondenza del posto di prelievo o di deposito di una unità di carico, il manovratore comanda la rotazione della parte anteriore del veicolo e quindi l'accostamento necessario.

Una soluzione che ha avuto notevole successo è quella di fig. 20.25, caratterizzata da montanti spostabili in avanti grazie ad apposite slitte: lo spostamento dei montanti (ed il sollevamento delle forche) è quasi sempre comandato elettro-idraulicamente.

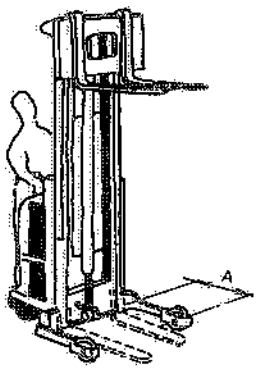


Fig. 20.22 – Carrello tipo *straddle* a forche.

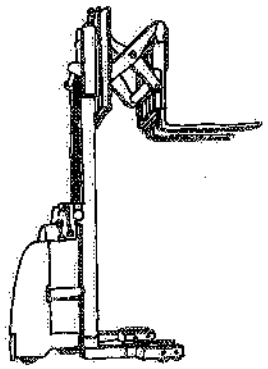


Fig. 20.23 – Carrello dotato di dispositivo articolato per l'avanzamento delle forche.

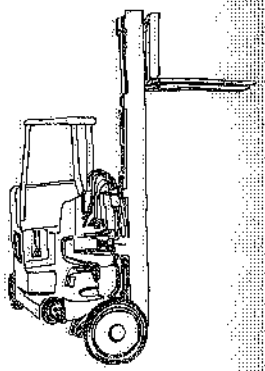


Fig. 20.24 – Carrello a forche e montanti girevoli.

Ricordiamo ancora i cosiddetti carrelli elevatori a forche laterali, caratterizzati dal fatto che le operazioni di prelievo e di deposito del carico avvengono senza richiedere la sterzatura del carrello (il che si traduce in sensibili risparmi nella larghezza dei corridoi). Le figg. 20.26 e 20.27 illustrano due tipi di carrelli del genere. In particolare, il carrello di fig. 20.27 è adatto per la movimentazione di carichi lunghi e voluminosi, specie in piazzali e depositi all'aperto.

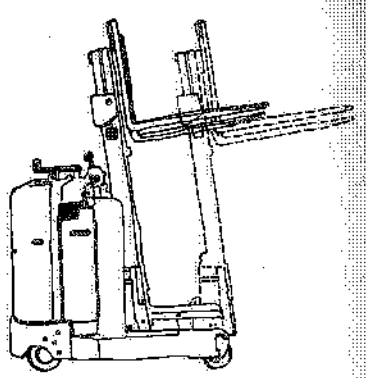


Fig. 20.25 – Carrello a forche con montanti retrattili.

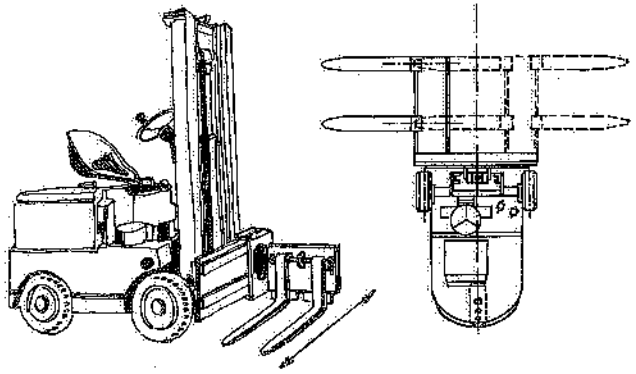


Fig. 20.26 – Carrello a forche laterali scorrevoli sulla piastra di sostegno e smontabili.

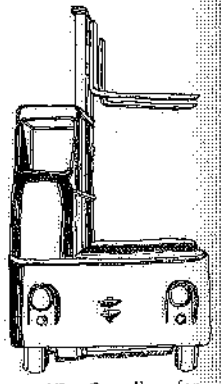


Fig. 20.27 – Carrello a forche laterali per la movimentazione di carichi lunghi e/o ingombranti.

Con i cosiddetti carrelli a forche ad azione trilaterale (fig. 20.28) si possono movimentare carichi sia frontalmente sia sui due lati del corridoio senza che il carrello debba effettuare manovre di sterzatura. Le forche, inoltre, si spostano anche lateralmente, per cui possono spingere le unità di carico da immagazzinare fin dentro i vani della scaffale che devono contenerle. Se poi i montanti sono di tipo telescopico a triplice sfilamento, le forche possono raggiungere altezze di sollevamento di 13 m. Sempre al fine di ridurre la larghezza dei corridoi, tali carrelli, quando operano fra gli scaffali di magazzini aventi altezze ragguardevoli, sono guidati mediante sistemi elettronici oppure da apposite rotaie disposte a pavimento (fig. 20.29), mentre le forche raggiungono automaticamente l'altezza prestabilita dal manovratore.

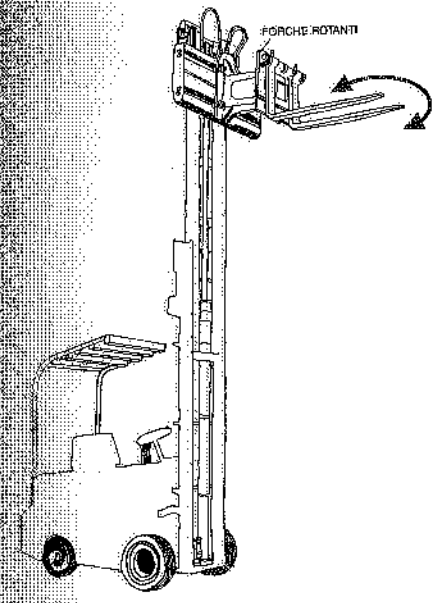


Fig. 20.28 – Carrello con inforcamento trilaterale del carico.

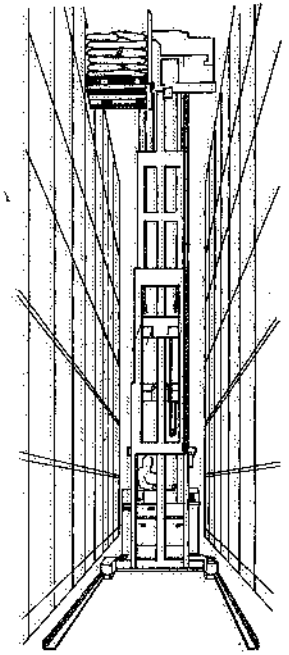


Fig. 20.29 – Carrello ad azione trilaterale, con grande altezza di sollevamento delle forche e preselezione automatica dell'altezza.

Le ruote del carrello di fig. 20.30 ruotano, dietro comando, attorno ad assi verticali, per cui il veicolo può muoversi in qualsiasi direzione oppure – in certe versioni – in direzioni prestabilite (in genere, a 90° fra di loro).

Nei magazzini, accade sovente che si debba prelevare oppure depositare una parte soltanto del materiale costituente le singole unità di carico: in tali casi, si cerca di evitare la movimentazione dell'intera unità di carico avvicinando l'operatore alla stessa (purché, ovviamente, i singoli pezzi da prelevare o depositare abbiano peso e ingombro tali da poter essere maneggiati dall'uomo). Le figg. 20.31, 20.32, 20.33 e 20.34 illustrano alcune versioni di carrelli atti a consentire tali operazioni: come si

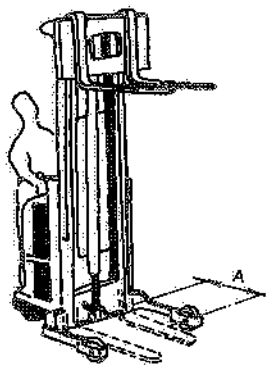


Fig. 20.22 – Carrello tipo *straddle* a forche.

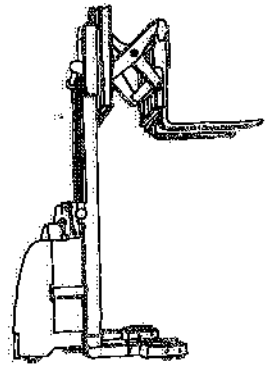


Fig. 20.23 – Carrello dotato di dispositivo articolato per l'avanzamento delle forche.

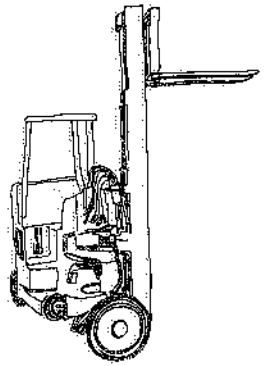


Fig. 20.24 – Carrello a forche e montanti girevoli.

Ricordiamo ancora i cosiddetti carrelli elevatori a forche laterali, caratterizzati dal fatto che le operazioni di prelievo e di deposito del carico avvengono senza richiedere la sterzatura del carrello (il che si traduce in sensibili risparmi nella larghezza dei corridoi). Le figg. 20.26 e 20.27 illustrano due tipi di carrelli del genere. In particolare, il carrello di fig. 20.27 è adatto per la movimentazione di carichi lunghi e voluminosi, specie in piazzali e depositi all'aperto.

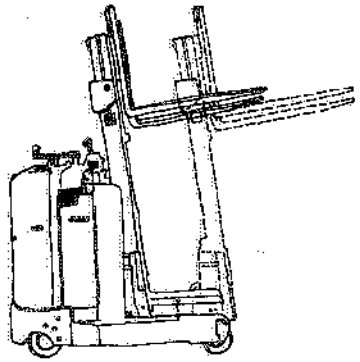


Fig. 20.25 – Carrello a forche con montanti retrattili.

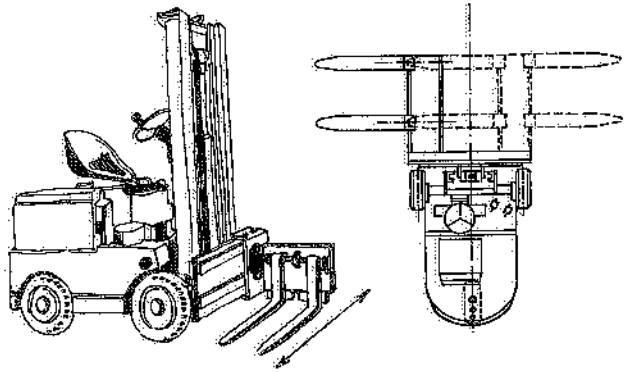


Fig. 20.26 – Carrello a forche laterali scorrevoli sulla piastra di sostegno e smontabili.

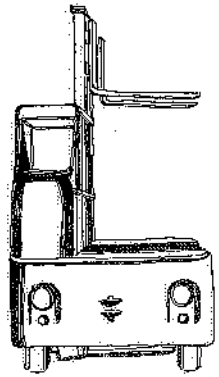


Fig. 20.27 – Carrello a forche laterali per la movimentazione di carichi lunghi e/o ingombranti.

Con i cosiddetti carrelli a forche ad azione trilaterale (fig. 20.28) si possono movimentare carichi sia frontalmente sia sui due lati del corridoio senza che il carrello debba effettuare manovre di sterzatura. Le forche, inoltre, si spostano anche lateralmente, per cui possono spingere le unità di carico da immagazzinare fin dentro i vani dello scaffale che devono contenerle. Se poi i montanti sono di tipo telescopico a triplice sfilamento, le forche possono raggiungere altezze di sollevamento di 13 m. Sempre al fine di ridurre la larghezza dei corridoi, tali carrelli, quando operano fra gli scaffali di magazzini aventi altezze ragguardevoli, sono guidati mediante sistemi automatici oppure da apposite rotaie disposte a pavimento (fig. 20.29), mentre le forche raggiungono automaticamente l'altezza prestabilita dal manovratore.

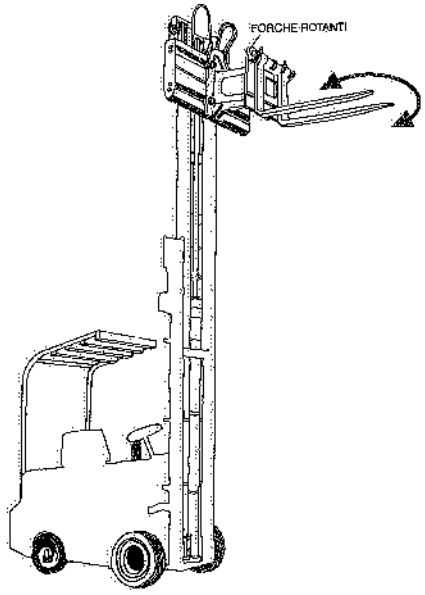


Fig. 20.28 – Carrello con inforcamento trilaterale del carico.

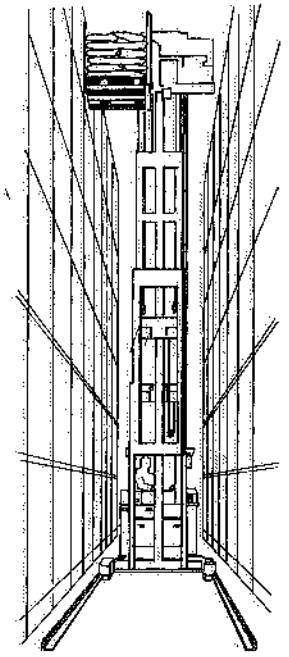


Fig. 20.29 – Carrello ad azione trilaterale, con grande altezza di sollevamento delle forche e preselezione automatica dell'altezza.

Le ruote del carrello di fig. 20.30 ruotano, dietro comando, attorno ad assi verticali, per cui il veicolo può muoversi in qualsiasi direzione oppure – in certe versioni – in direzioni prestabilite (in genere, a 90° fra di loro).

Nei magazzini, accade sovente che si debba prelevare oppure depositare una parte soltanto del materiale costituente le singole unità di carico: in tali casi, si cerca di evitare la movimentazione dell'intera unità di carico avvicinando l'operatore alla stessa (purché, ovviamente, i singoli pezzi da prelevare o depositare abbiano peso e ingombro tali da poter essere maneggiati dall'uomo). Le figg. 20.31, 20.32, 20.33 e 20.34 illustrano alcune versioni di carrelli atti a consentire tali operazioni: come si

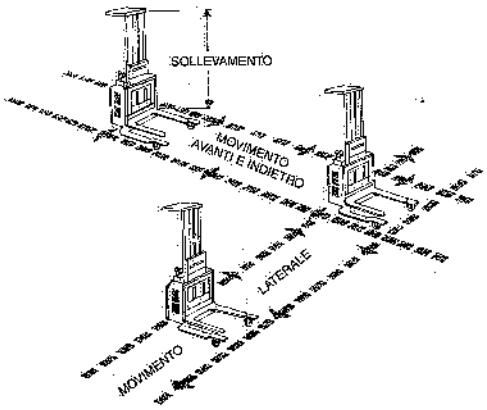


Fig. 20.30 - Carrello a forche con ruote pivottanti.

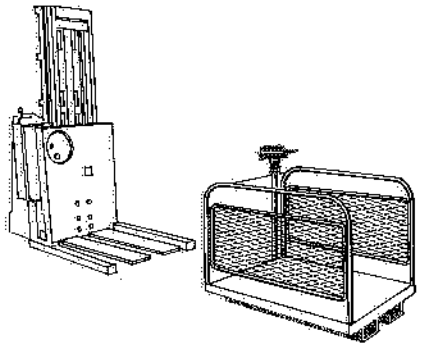


Fig. 20.31 – Carrello a forche, alle quali può essere applicata una piattaforma per l'operatore e per i materiali da immagazzinare o prelevare.

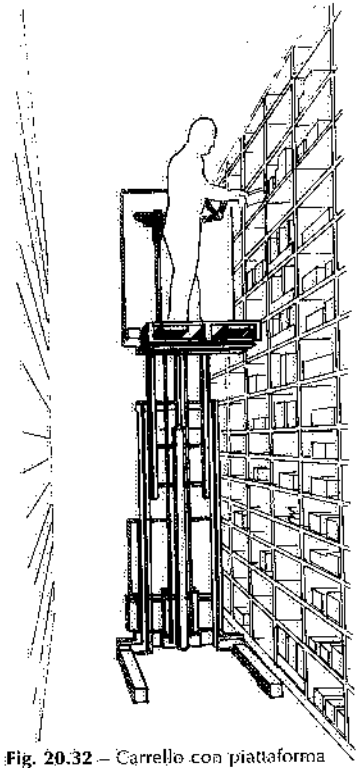


Fig. 20.32 – Carrello con piattaforma applicata alle forche, in fase di lavoro in un magazzino.

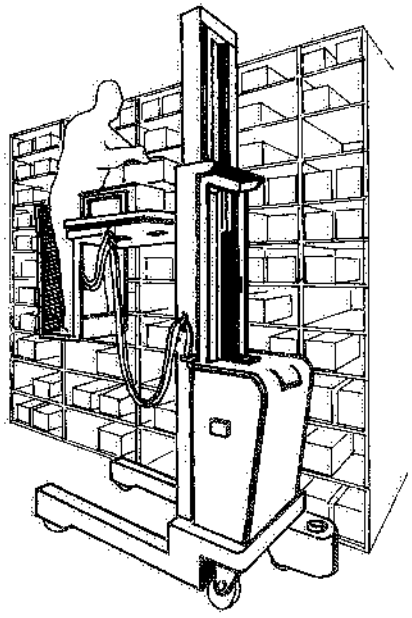


Fig. 20.33 – Carrello a piattaforma sollevabile per la movimentazione dei materiali in corrispondenza degli scaffali.

può rilevare, essi sono dotati di una piattaforma – fissa al veicolo oppure amovibile – sulla quale il manovratore può salire per comandare il sollevamento della stessa fino all'altezza voluta. Sovente, è possibile comandare dalla piattaforma anche la traslazione, a velocità ridotta, del carrello.

Durante l'attività, i carrelli possono essere costretti a operare a marcia indietro: ciò avviene, ad esempio, quando trasportano carichi ingombranti che limitano la visibilità frontale. Ora, la retromarcia comporta una posizione del manovratore scomoda e una limitazione del campo visivo. Per ridurre tali inconvenienti, alcuni costruttori prevedono sedili di guida disposti trasversalmente oppure girevoli verso destra di circa 45°: il manovratore può così disporre di una maggiore visibilità e usufruire di una postura più ergonomica durante le retromarce.

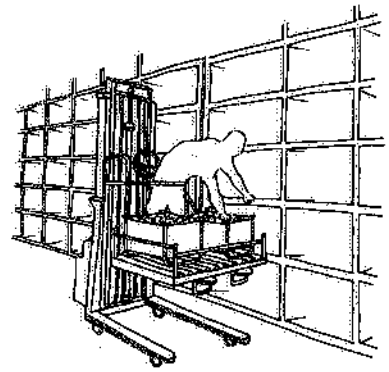


Fig. 20.34 – Carrello a piattaforma sollevabile per la movimentazione di contenitori (per mezzo di elementi a rulli).

20.7. ATTREZZI SPECIALI PER CARRELLI

Per consentire l'utilizzo di carrelli anche per la movimentazione di colli non costituenti unità di carico, si installano sui carrelli stessi apposite attrezzature (*implement*), ognuna adatta per la movimentazione di un determinato tipo di carico. Così, ad esempio, le ganasce delle figg. 20.35 e 20.36, eventualmente a pressione registrabile, servono per la movimentazione di colli cilindrici o parallelepipedi (purché di dimensioni adatte, sufficientemente robusti e con superfici esterne non troppo scorrevoli), senza che si debba ricorrere a palette o simili.

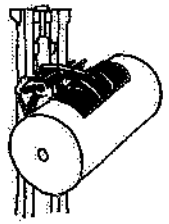


Fig. 20.35 – *Implement* a ganasce per la movimentazione di colli cilindrici.

La fig. 20.37 illustra alcuni *implement* di uso corrente: si tratta, in particolare, di attrezzi per la movimentazione di fusti, sacchi, balle, materiali alla rinfusa.

L'impiego di un attrezzo speciale in sostituzione delle forche, è conveniente se si deve movimentare un solo tipo di carico o carichi simili fra

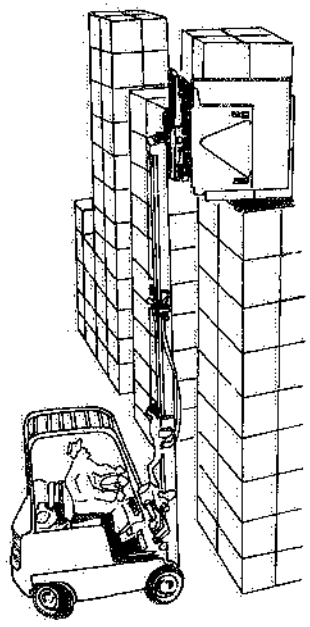


Fig. 20.36 – *Implement* a ganasce per la movimentazione di scatole di cartone (senza paletta).

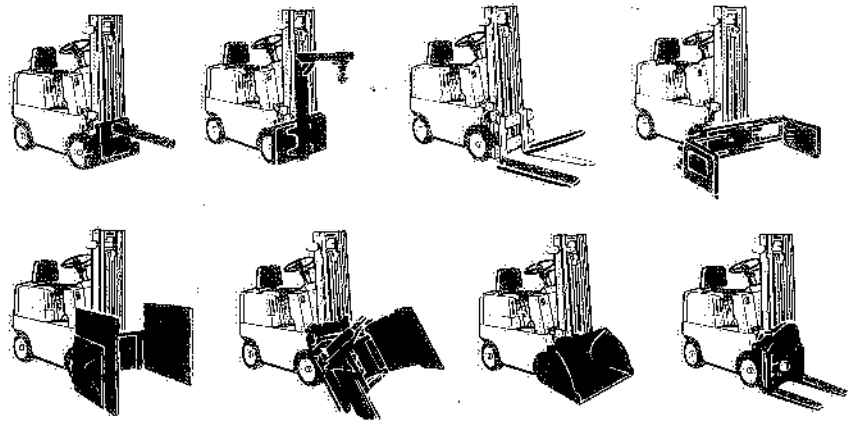


Fig. 20.37 – Attrezzature speciali per carrelli a forche.

loro; se i carichi sono variabili e quindi richiedono l'impiego di più implement diversi, si deve anche tener conto – nel momento in cui si sceglie la modalità di movimentazione dei materiali – del costo connesso al cambio degli attrezzi.

È anche possibile attrezzare i carrelli semoventi con forche estensibili idraulicamente (fig. 20.38): dotando le forche di pistoni idraulici, si possono movimentare carichi di lunghezza doppia del normale, il che consente di ridurre il numero di movimentazioni e servire profondità maggiori di scaffali, autocarri, ecc.; il tutto, ovviamente, a fronte di una riduzione della capacità portante del carrello.

Inoltre, in alcune versioni di carrelli elevatori, la piastra porta-forche può – entro certi limiti – spostarsi lateralmente rispetto ai montanti e/o le forche possono avere i due bracci ad interasse variabile (fig. 20.39).

20.8. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.

H. Bolz, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.

W. Staniar, *Plant Engineering Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company Inc.

Allison – Ameise – Cesab – CGT – Clark – Fenwick – Irion – Jungheinrich – Kooi – Linde – Otomelara – OM Pimespo – Raymond – Rulmeca – Still – Towmotor, *Documentazione tecnica*.

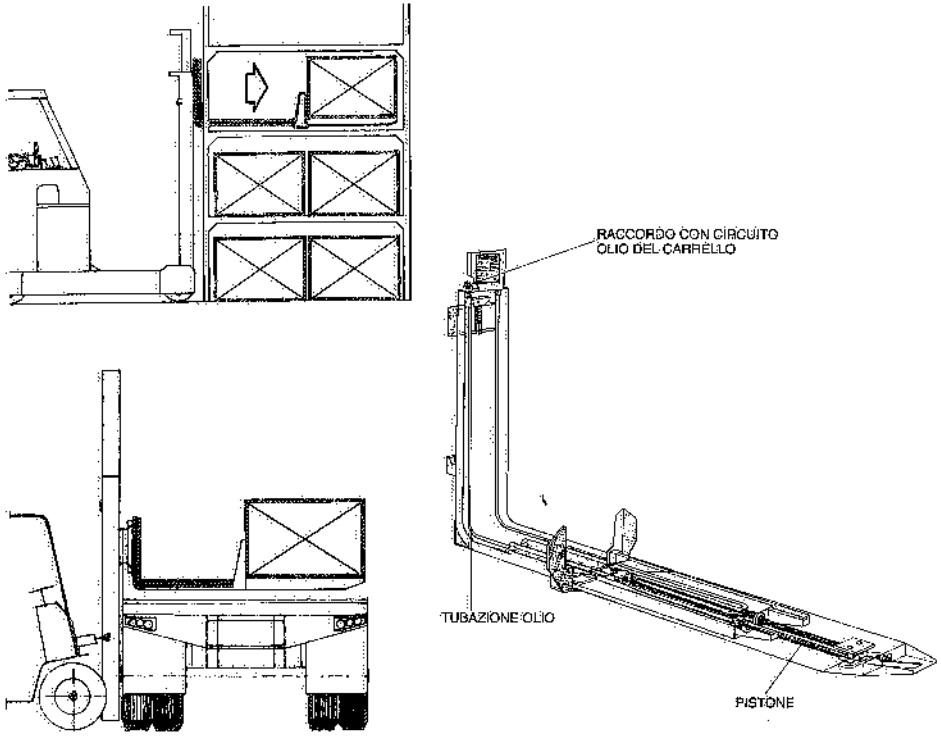


Fig. 20.38 – Carrelli semoventi con forche estensibili idraulicamente.

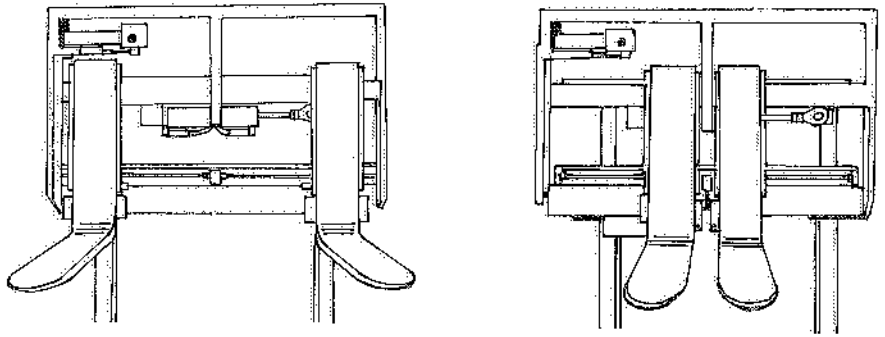


Fig. 20.39 – I bracci delle forche ad interasse variabile consentono di movimentare unità di carico di diverse dimensioni.

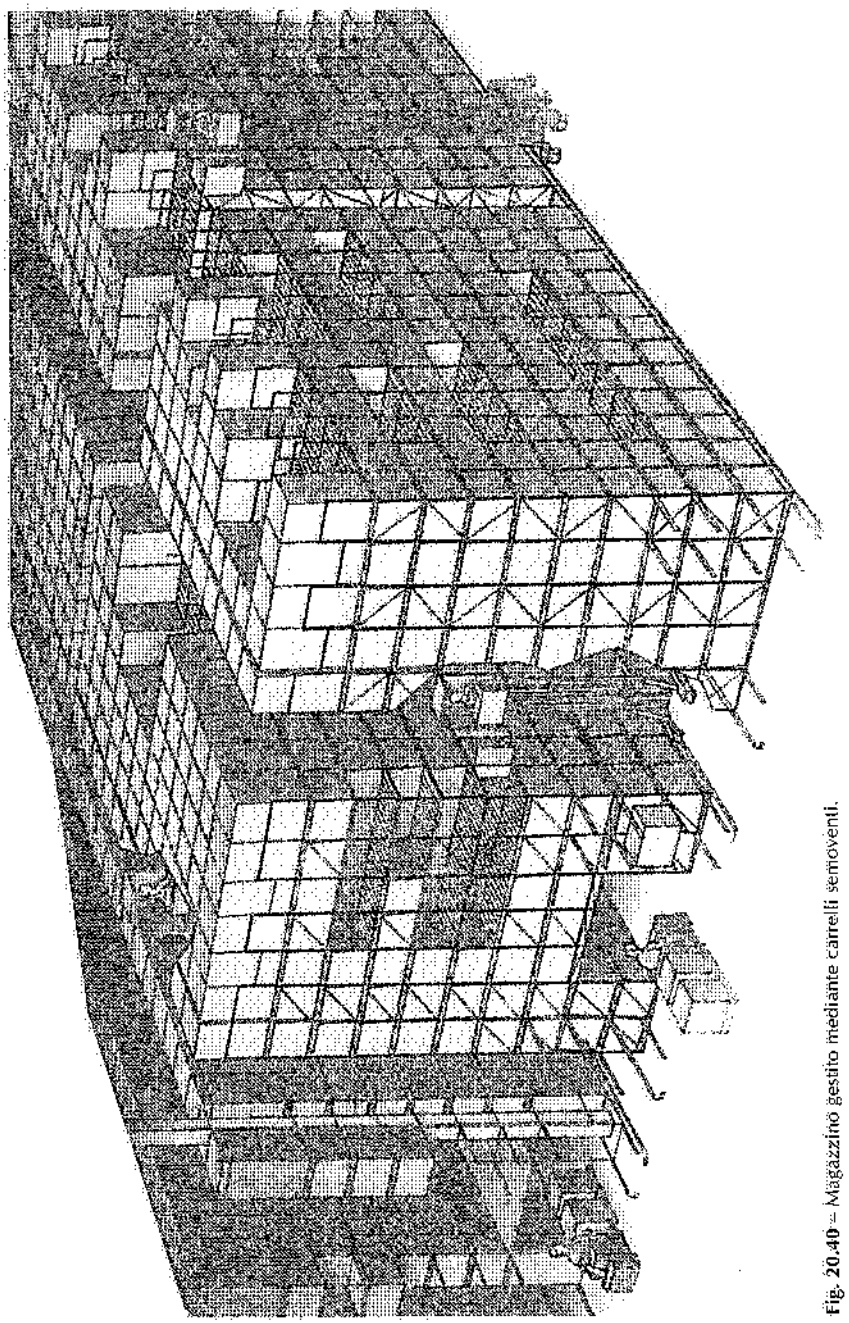


Fig. 20.40 – Magazzino gestito mediante carrelli semoventi.

21. Trasportatori a rulli

21.1. GENERALITÀ

I *trasportatori a rulli* consistono in una serie di rulli montati su apposite strutture portanti (fig. 21.1). Essi sono impiegati per il trasferimento e l'accumulo di colli rigidi e dotati di un piano di appoggio regolare, tale cioè da evitare impuntamenti con i rulli sottostanti; i materiali trasportati, inoltre, devono avere lunghezza tale da appoggiare almeno su due rulli. All'occorrenza, sui materiali movimentati con un trasportatore a rulli si possono eseguire operazioni di vario genere, quali montaggi, lavorazioni, imballaggi, pesature.

Fra gli impieghi più correnti dei trasportatori a rulli citiamo la movimentazione di: staffe e forme in fonderia (fig. 21.2); lingotti e trafilati in acciaieria; contenitori, palette, casse, colli in genere. I rulli sono inoltre utilizzati quali elementi di sostegno e di scorrimento nei trasportatori a nastro di cui si dirà nel capitolo successivo. Talvolta, quando i materiali da trasportare hanno forma cilindrica, i rulli sono disposti a V, in modo da costituire una vera e propria via di corsa guidata.

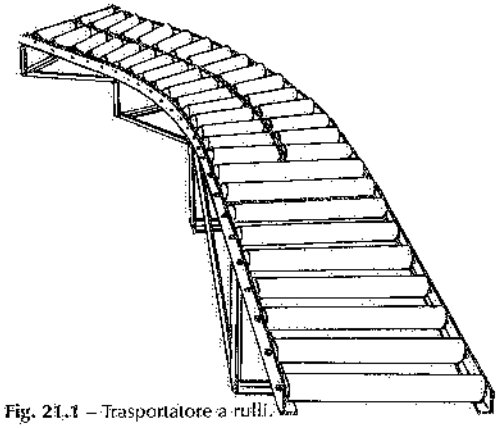


Fig. 21.1 – Trasportatore a rulli.

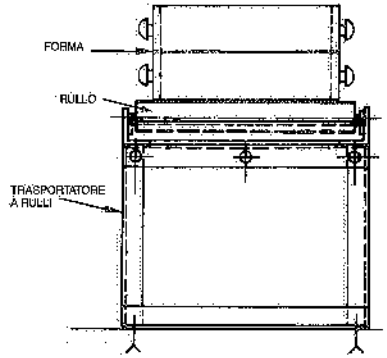


Fig. 21.2 – Trasportatore a rulli per la movimentazione di staffe in una fonderia.

21.2. PARTICOLARITÀ COSTRUTTIVE

I rulli dei trasportatori in esame sono costituiti da tubi di acciaio (sovente saldati e calibrati, senza alcun trattamento superficiale; talvolta rifiniti, zincati o ricoperti con PVC) montati su cuscinetti a sfere; questi, a loro volta, sono calettati su un albero di sostegno fisso, che attraversa il rullo ed appoggia sulla struttura portante.

Le figg. 21.3 e 21.4 illustrano due esempi di installazione dei rulli: la prima figura si riferisce a rulli folli con testate saldate e tenute a labirinto, per il trasporto di carichi pesanti in ambienti sporchi o esterni; la seconda figura riguarda la modalità di installazione dei rulli in trasportatori a gravità operanti in ambienti interni. A sua volta, la fig 21.5 evidenzia il caso di rulli comandati da una catena motorizzata.

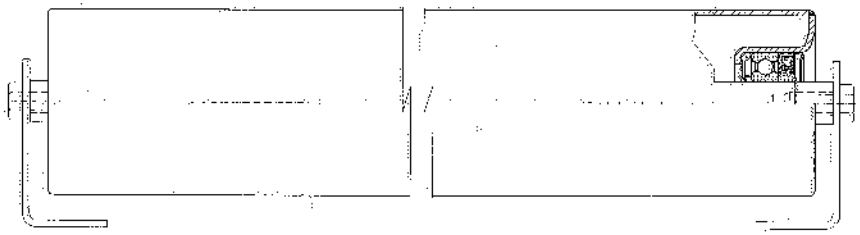


Fig. 21.3 – Rullo saldato con cuscinetti a lubrificazione permanente, albero in acciaio con fori alle estremità filettati per il fissaggio con viti.

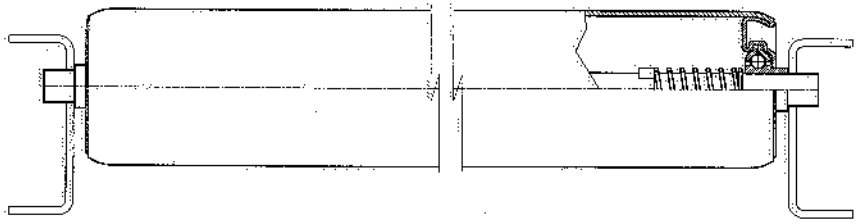


Fig. 21.4 – Rullo per trasporto a gravità di carichi leggeri e medi. La molla prevista sull'albero facilita le operazioni di montaggio dei rulli.

In tutti i casi, i rulli devono essere scelti tenendo conto dei carichi da trasportare, nonché delle condizioni ambientali o di funzionamento alle quali si troveranno sottoposti. Conseguentemente, si registrano diverse esecuzioni dei rulli dal punto di vista della lubrificazione e del grado di protezione esterna.

Per quanto riguarda la lubrificazione, si hanno:

- rulli lubrificati in fase di costruzione e muniti di ingrassatori;
- rulli lubrificati a vita in fase di costruzione.

La seconda soluzione è la più diffusa; la prima è adottata per rulli sui quali si movimentano prodotti alimentari (che comportano frequenti lavaggi) e per rulli sottoposti con continuità a carichi pesanti od operanti ad altissime temperature.

Anche l'ambiente di lavoro (temperatura, umidità, polvere) deve essere tenuto presente all'atto della scelta delle caratteristiche costruttive dei rulli. Infine, le condizioni di funzionamento (continuo, saltuario, con o senza manutenzione) possono consigliare il sovradimensionamento dei rulli.

Le strutture portanti dei trasportatori a rulli sono in genere costituite da un'incastellatura in profilati metallici che sorregge due correnti longitudinali a C o a L, sui quali si montano i rulli (fig. 21.6). Quando è possibile, si realizza tale incastellatura ad elementi di eguale lunghezza (ad esempio, 3 o 6 metri), i quali vengono accoppiati fra di loro all'atto del montaggio. L'accoppiamento è di solito realizzato mediante bullonatura. A sua volta, l'incastellatura è fissata con bulloni al pavimento o alla struttura sottostante, eventualmente mediante ancoraggio registrabile in altezza (fig. 21.6 a-b).

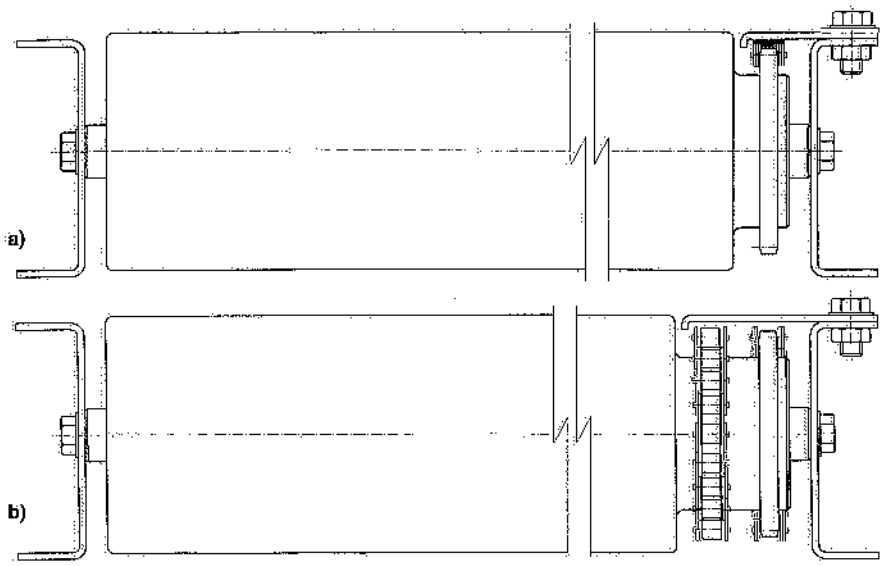


Fig. 21.5 – Rulli comandati da catena tramite pignone singolo o doppio: a) trasmissione con catena tangenziale singola; b) trasmissione con anelli di catena.

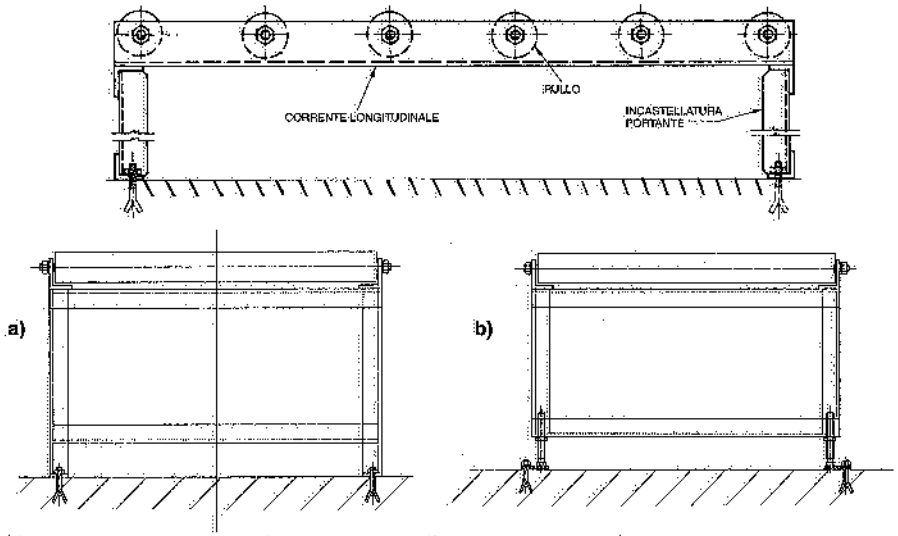
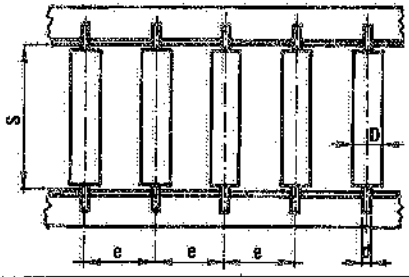


Fig. 21.6 – Strutture portanti di trasportatori a rulli: a) con ancoraggio fisso a pavimento; b) con ancoraggio registrabile.

21.3. CLASSIFICAZIONE DEI TRASPORTATORI A RULLI

La tab. 21.I riporta i valori frequentemente adottati per il diametro dei rulli, il diametro dell'albero, la lunghezza del cilindro esterno, l'interasse fra i rulli.

Tabella 21.I – Dimensioni correnti dei trasportatori a rulli (in mm).



DIAMETRO RULLI D	DIAMETRO ALBERI d	LUNGHEZZA RULLI L
20-30	5-6-7-8-10	
40	8-10-12-14-15	200-250-315
50-60	10-12-14-15	400-500-630
76-89	15-20-25	800-1000-1150
102-108	20-25-30	
133-159	20-25-30-40	

Larghezza tra i correnti: S = lunghezza di battuta del rullo +2 mm.
Passo minimo: e = D + 2 mm

Quando le strutture portanti dei trasportatori a rulli sono disposte in posizione orizzontale, l'avanzamento del materiale sovrastante avviene o mediante spinta o mediante rulli comandati. La motorizzazione si realizza secondo una delle seguenti modalità:

- prevedendo catene motorizzate, che comandano la rotazione dei rulli (fig. 21.7) o l'avanzamento degli stessi (fig. 21.8): in questo secondo caso, i rulli possono ruotare in folle quando il materiale trasportato incontra un ostacolo consentendo così la formazione di accumuli (1);
- facendo scorrere un nastro o una cinghia piatta contro la generatrice inferiore dei rulli (fig. 21.9): il contatto del nastro con i rulli portanti è assicurato da una serie di rulli sottostanti, opportunamente distanziati e premuti contro il nastro (la cui larghezza è la minima richiesta per la trasmissione del moto);

(1) Per evitare l'ingombro laterale dovuto alle catene e quando sia necessario ridurre al minimo il peso del trasportatore (ad esempio, in corrispondenza di una stazione di pesatura o per un tratto di rulliera sollevabile), si possono trasportare colli – di peso fino a 100 kg_f – mediante moto-rulli, di circa 50 mm di diametro, con motore incorporato, preferibilmente in corrente continua. Tali motorulli possono trasmettere il moto ai rulli folli adiacenti tramite cinghie in poliuretano a sezione tonda che si avvolgono su apposite gole ricavate negli stessi rulli.

- trasmettendo il moto di rotazione dei rulli mediante cinghie ad anelli a sezione tonda (fig. 21.10): ogni cinghia è collegata a un albero motore sottostante e scorre in una gola ricavata nel cilindro esterno del rullo; il moto è silenzioso ed è possibile realizzare accumuli dei colli trasportati, aggiungendo pulegge di frizione con gola in materiale plastico (a basso coefficiente di attrito sull'albero motore).

Quando invece le strutture portanti sono disposte in pendenza ed i rulli sono "folli", l'avanzamento del materiale sovrastante può avvenire per gravità: anche una pendenza relativamente piccola assicura già l'avanzamento dei colli: in genere, è sufficiente una pendenza del 3÷6%, in relazione al peso dei colli, al tipo di materiale che viene a contatto con i rulli ed alla regolarità della superficie di appoggio (2).

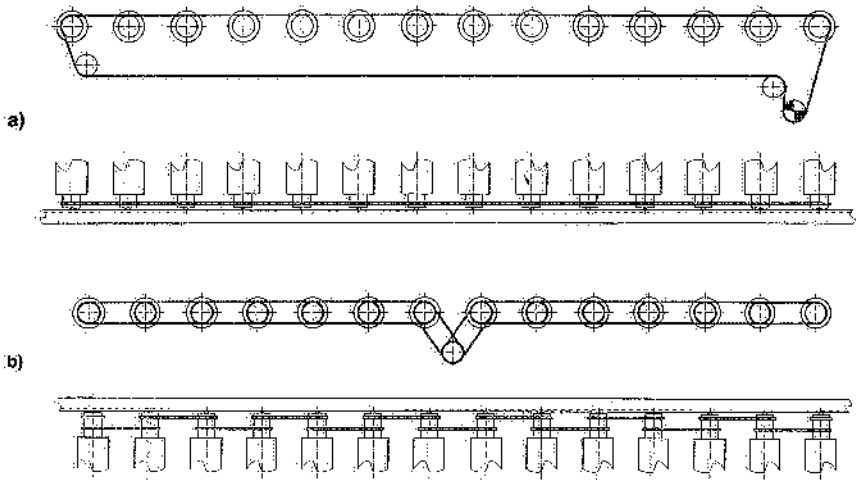


Fig. 21.7 – Rulli azionati da catene tramite corona o pignone semplice (catena tangenziale) o doppio (anelli di catena).

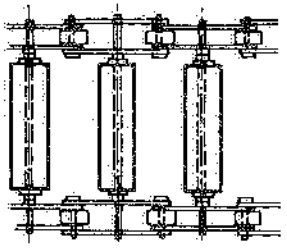


Fig. 21.8 – Trasportatore a rulli con catene traenti continue sui due lati.

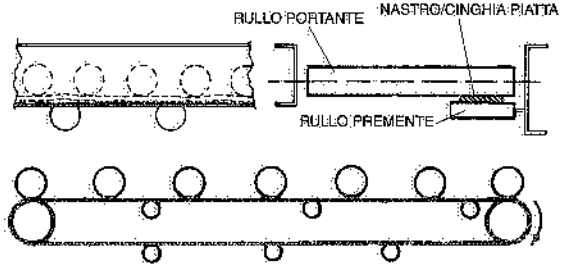


Fig. 21.9 – Trasportatore a rulli comandati da un nastro o da una cinghia piatta: l'aderenza fra il nastro e i rulli portanti è assicurata da rulli prementi sottostanti.

(2) Nelle curve la pendenza deve essere maggiore rispetto ai tratti rettilinei.

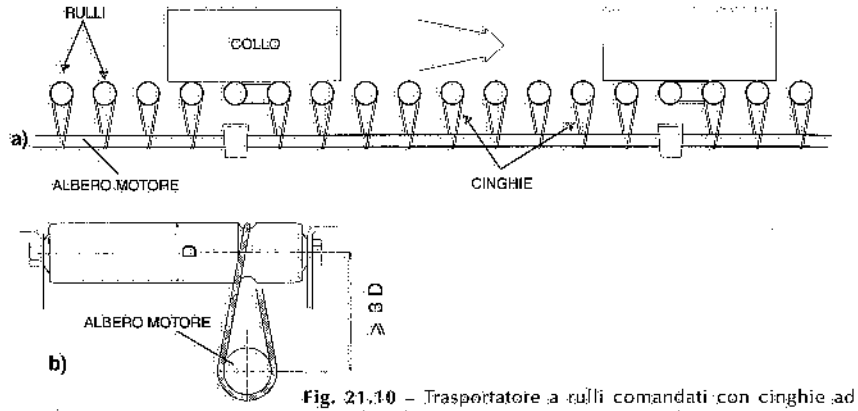
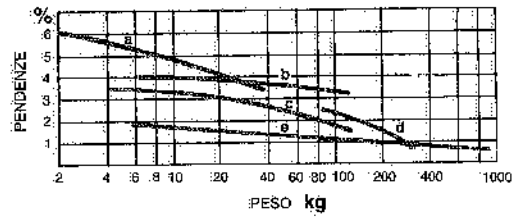


Fig. 21.10 – Trasportatore a rulli comandati con cinghie ad anelli (in poliuretano).

Il diagramma di fig. 21.11 fornisce, in funzione di tali parametri, la pendenza da assegnare a un trasportatore a rulli: è ovvio che questi ultimi devono avere una bassa resistenza alla rotazione.

La pendenza del trasportatore, se da una parte assicura il moto senza alcuna spesa di energia, dall'altra pone un limite alla lunghezza dei trasportatori: per ovviare a tale inconveniente, ossia allo scopo di far recuperare quota ai materiali trasportati, si alternano a tratti in discesa, tratti in salita, dotati di rulli motorizzati oppure costituiti da trasportatori a nastro, a tapparelle o simili.



a: scatole cartone; b: gabbie imballaggio; c: casse legno; d: fusti

Fig. 21.11 – Pendenza dei trasportatori a rulli (montati su cuscinetti a sfere) in funzione del tipo e del peso dei materiali movimentati.

Accessori a volte indispensabili dei trasportatori a rulli – specialmente del tipo a gravità – sono i rulli frenanti (per rallentare la discesa dei colli) e i dispositivi di arresto, automatici o manuali, di cui la fig. 21.12 fornisce due esempi.

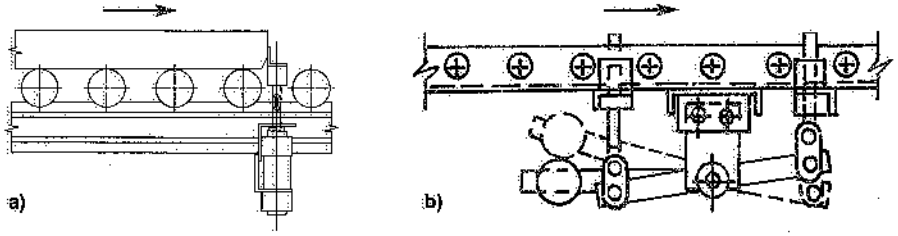


Fig. 21.12 – Dispositivi di arresto per trasportatori a rulli: a) arresto semplice; b) arresto doppio.

In base a quanto sopra, i trasportatori a rulli si possono così suddividere:

- *trasportatori a rulli orizzontali*: le strutture portanti sono disposte in piano, per cui il movimento dei materiali sui piani a rulli avviene solo dietro intervento dell'uomo o di un mezzo meccanico;
- *trasportatori a rulli a gravità*: la pendenza delle strutture portanti provoca l'avanzamento del materiale per gravità;
- *trasportatori a rulli motorizzati*: la rotazione di tutti o di parte dei rulli è assicurata da catene, nastri e cinghie motorizzati.

Nei capitoli che seguono (si veda in particolare il capitolo V § 8) sono riportate alcune applicazioni dei suddetti trasportatori a rulli.

21.4. MOTO SUI TRASPORTATORI A GRAVITÀ

Esaminiamo il moto di colli a facce piane sui rulli (folli) di un trasportatore a gravità in assenza di slittamenti, vale a dire tale che risulti (fig. 21.13):

$$T < \mu' N$$

dove: $T = T' + T''$; μ' = parametro di attrito fra colli e rulli; $N = N' + N'' = P \cos\alpha$ (P = peso di ciascun collo).

Considerando l'equilibrio dinamico di un oggetto che appoggi su due rulli, inclinati dell'angolo α sull'orizzontale, si può scrivere in prima approssimazione

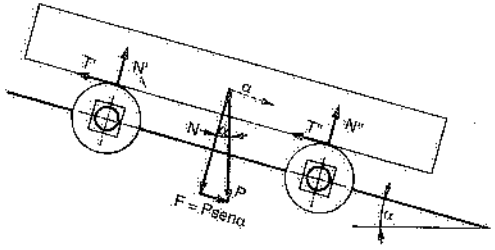


Fig. 21.13 – Schematizzazione di un carico parallelepipedo appoggiato su due rulli inclinati sull'orizzontale.

$$\frac{P}{g} a = F - T \tag{21.1}$$

Ma risulta anche

$$T = N\left(\frac{\mu}{R} + \frac{fr}{R}\right) \tag{21.2}$$

essendo:

μ = parametro di attrito volvente;
f = coefficiente di attrito nei perni;
R = raggio dei rulli;
r = raggio dei perni.

Il moto del collo risulta pertanto uniformemente vario con accelerazione

$$a = g\left(\operatorname{sen}\alpha - \frac{\mu + fr}{R}\cos\alpha\right) \approx g\,(\operatorname{tg}\alpha - k) \tag{21.3}$$

avendo posto $k = \dfrac{\mu + fr}{R}$.

La lunghezza di un eventuale tratto orizzontale di trasportatore a rulli atto ad assorbire la velocità acquisita dal collo in un precedente tratto in discesa (fig. 21.14), si può valutare come di seguito indicato. Con riferimento alla fig. 21.14 citata, siano V_A e V_B le velocità nei punti A e B. Risulta

$$\frac{1}{2} m V_B^2 = \frac{1}{2} m V_A^2 + mal$$

per cui

$$V_B = \sqrt{V_A^2 + 2al} = \sqrt{V_A^2 + 2g(tg\alpha - k)l} = \sqrt{V_A^2 + 2g\left(\frac{h}{l} - k\right)l} \quad (21.4)$$

La lunghezza l_0 del tratto di trasportatore a rulli orizzontale necessario per annullare la velocità V_B raggiunta dal collo in B, si ottiene imponendo che

$$\frac{1}{2} m V_B^2 - mg\left(\frac{\mu + fr}{R}\right) l_0 = 0$$

da cui si ricava

$$l_0 = \frac{V_B^2}{2gk} = \frac{V_B^2}{2g\dfrac{\mu + fr}{R}}. \quad (21.5)$$

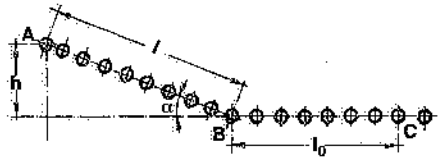


Fig. 21.14 – Lunghezza di trasportatore necessaria ad assorbire la velocità raggiunta da un carico su un tratto di trasportatore a rulli in pendenza.

21.5. SCELTA DEI RULLI

Per individuare i rulli adatti alle specifiche esigenze, i principali parametri da conoscere o stabilire sono il carico massimo da trasportare e, nel caso di rulli motorizzati, la velocità di rotazione. Altri parametri determinanti per la scelta dei rulli sono: il passo degli stessi (legato alle dimensioni e alla forma di base dei colli) e il tipo di fissaggio (appoggiato o incastrato).

La capacità di carico dei rulli dipende da molti fattori di tipo statico e dinamico. Per la parte statica, si citano: il diametro dell'asse e del tubo; il tipo di fissaggio dell'albero; la distribuzione del carico; l'inflessione e l'angolo dell'albero in corrispondenza dei cuscinetti; la freccia massima ammessa per il tubo; la capacità di carico statica dei cuscinetti; il limite di deformazione dell'asse e del tubo: molti di questi parametri dipendono dal tipo di materiale scelto per i vari componenti. Per la parte dinamica, la capacità di carico dipende da: tipo e dimensione dei cuscinetti (normalmente a una corona di sfere, in lamiera stampata, torniti o radiali rigidi di precisione); vita utile di lavoro sotto carico richiesta.

Inserendo i suddetti fattori in specifiche formule, si ricava la capacità di carico dei rulli in funzione della loro lunghezza, del diametro e dello spessore del tubo, del diametro dell'albero e della velocità di rotazione.

Per determinare il carico effettivo su di un rullo ed il passo dei rulli, si deve tenere conto che i colli – per la loro irregolarità e per l'eccentricità e le tolleranze di montaggio dei rulli – non appoggiano in maniera equamente distribuita su tutti i rulli sottostanti (3).

(3) Particolare importanza rivestono l'interasse e l'accuratezza della posa in opera dei rulli. Infatti, un aumento del numero di rulli contemporaneamente interessati da un carico (vale a dire una diminuzione dell'interasse fra i rulli stessi) consente, a parità di altre condizioni, di aumentare il carico trasportato. Però, aumentando oltre certi valori il numero dei rulli interessati da un solo carico, il vantaggio si fa sempre più modesto, mentre diventa via via più importante il buon livellamento dei rulli.

In generale, si considera che 1/2, 2/3, o, al massimo, 3/4 dei rulli sottostanti ad un collo sopportino effettivamente il carico, in relazione alla rigidità della base del collo (più questo è flessibile, maggiore è la percentuale di rulli sui quali appoggia il carico): di conseguenza, si devono scegliere rulli con capacità di carico proporzionalmente maggiore.

Il passo minimo dei rulli consigliato – in modo da non avere impuntamenti durante il trasporto – è quello che permette di avere sempre un appoggio su almeno tre rulli: in pratica, se L = lunghezza del collo e P = passo dei rulli, si assume $P_{min} = L/4$.

Nel caso di colli lunghi o pesanti, può essere necessario un passo dei rulli ancora minore, al fine di avere un maggior numero di rulli sotto il collo (in funzione della flessibilità e della necessità di sostegno del collo stesso) e/o per utilizzare rulli più leggeri.

Inoltre, nel caso di carichi concentrati in zone ristrette (ad esempio, telai di acciaio molto pesanti sostenuti da due longheroni longitudinali in contatto con i rulli), lo spessore del tubo va opportunamente aumentato per evitarne la deformazione per rullatura e l'usura precoce, soprattutto se verrà a contatto con materiali abrasivi (come la sabbia in fonderia).

Oltre a questi fattori, per la scelta dei rulli si deve tenere conto dell'ambiente in cui saranno installati, il quale può essere sporco, polveroso, bagnato, corrosivo o tipico di aziende alimentari (dove si effettuano frequenti lavaggi): in tali condizioni, occorrono appropriate tenute a protezione dei cuscinetti e materiali adatti per i rulli (tubi e testate in inox, plastica, finitura con zincatura, verniciatura, gommatura, poliuretano, ecc.).

La scelta definitiva dei rulli è di norma effettuata consultando i cataloghi tecnici dei costruttori.

21.6. TRASPORTATORI A ROTELLE

Quando i carichi da movimentare sono leggeri ed hanno fondo piano, si impiegano a volte trasportatori a rotelle (fig. 21.16), costituiti cioè da rulli stretti, stampati o in leghe leggere, montati su cuscinetti a sfere: in tali trasportatori, due o più rotelle sono calettate su un solo albero.

Il diametro esterno delle rotelle si aggira intorno ai 50 mm con passi fra gli alberi di circa 75÷100 mm.

Si realizzano anche trasportatori a rotelle

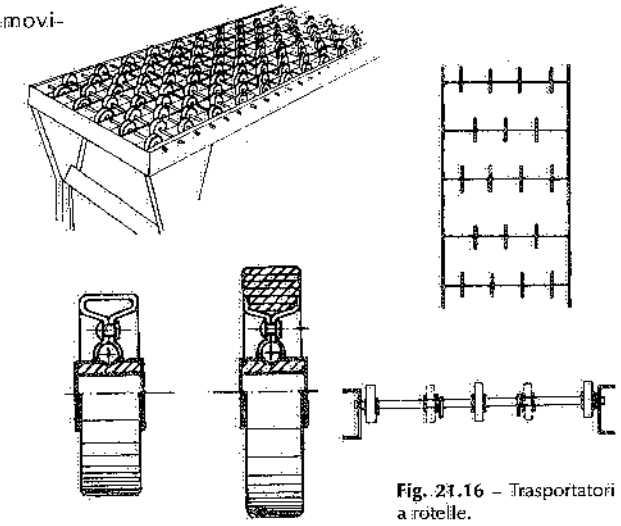


Fig. 21.16 – Trasportatori a rotelle.

montati su strutture portanti estensibili (fig. 21.17), impiegati di solito per operazioni di carico e scarico manuale di veicoli. Sovente, tali tipi di trasportatori sono montati su ruote pivottanti, al fine di facilitare il loro trasferimento.

I vantaggi dei trasportatori a rotelle sono essenzialmente i seguenti:
- sono leggeri;
- costano relativamente poco;
- danno luogo ad una resistenza d'attrito minima.

Ove necessario, possono essere motorizzati.

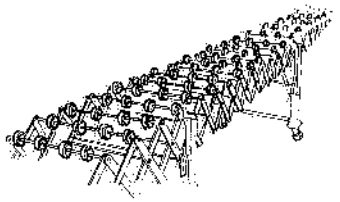


Fig. 21.17 – Trasportatore a rotelle a struttura portante estensibile.

21.7. CURVE E DEVIATORI

Per far compiere al materiale movimentato mediante trasportatori a rulli, percorsi non rettilinei oppure per dirottare i carichi da uno o più trasportatori a rulli ad uno o più trasportatori dello stesso tipo, ma disposti secondo angolazioni diverse, si ricorre a:
- *curve*, costituite da rulli cilindrici doppi o rulli tronco-conici (fig. 21.18) con conicità tale da assicurare ai colli una velocità tangenziale costante; se le curve devono essere motorizzate, si utilizzano rulli conici con pignoni doppi;
- *curve a rotelle*, montate in genere su strutture portanti estensibili (fig. 21.19);
- *piattaforme girevoli* (fig. 21.20), nel caso di carichi che consentano adeguati interassi fra i rulli della piattaforma e quelli dei trasportatori fissi;
- *piattaforme a sfere* (fig. 21.21), adatte per colli a fondo liscio e piano;
- *carrelli* sui quali sono installati elementi di trasportatori a rulli (fig. 21.22);
- *deviatori mobili* del tipo esemplificato in fig. 21.23;
- *curve* adeguatamente inserite in un trasportatore a rulli rettilineo (fig. 21.24);
- *dislivelli* opportuni fra i trasportatori di alimentazione e quello ricevente (fig. 21.25);
- *deviatori rulli-catene*, di cui si dirà nel § 21.9.

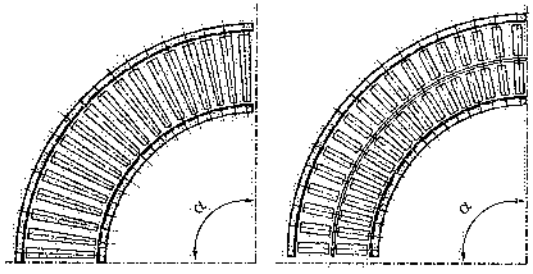


Fig. 21.18 – Curve con rulli conici e cilindrici (su 2 file).

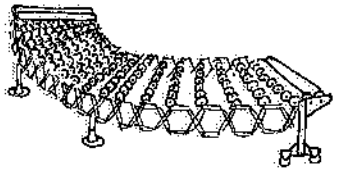


Fig. 21.19 – Curva di un trasportatore a rotelle a struttura portante estensibile.

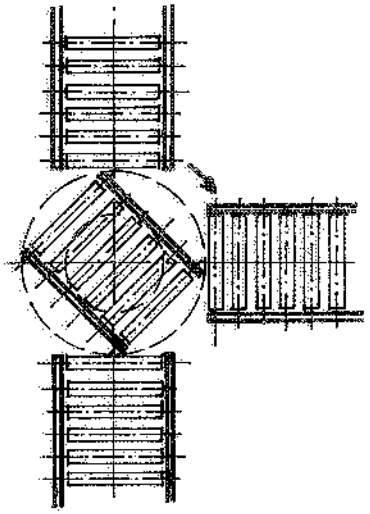


Fig. 21.20 – Piattaforma a rulli girevole.

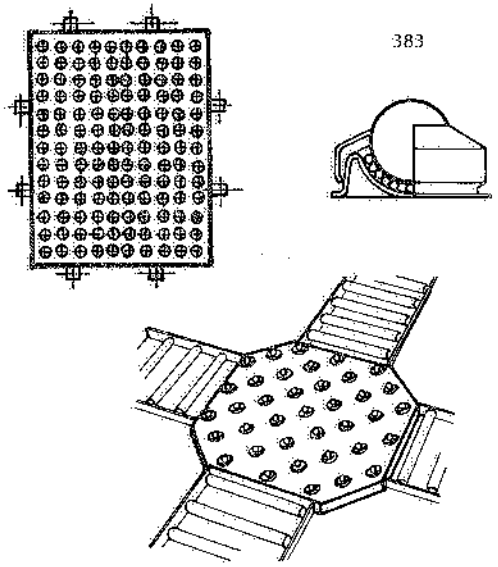


Fig. 21.21 – Piattaforma a sfere.

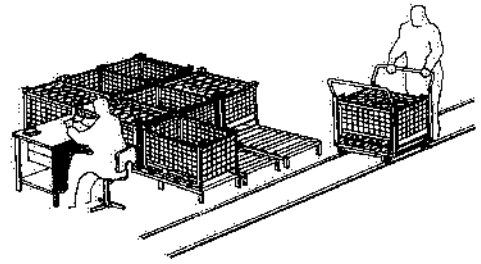


Fig. 21.22 – Carrello con rulli per lo smistamento di colli fra due o più trasportatori a rulli.

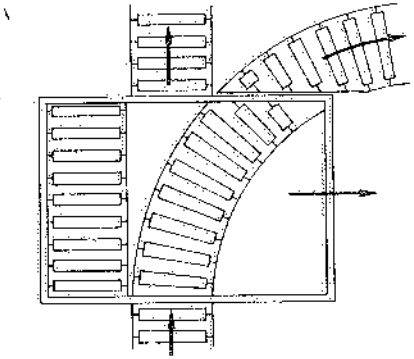


Fig. 21.23 – Deviatore mobile a rulli.

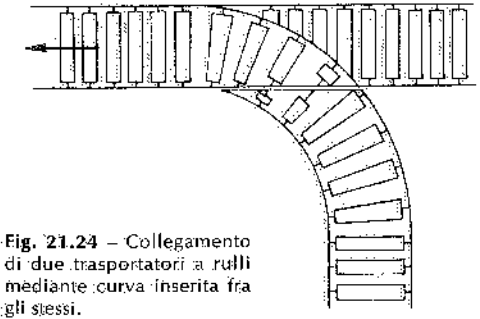


Fig. 21.24 – Collegamento di due trasportatori a rulli mediante curva inserita fra gli stessi.

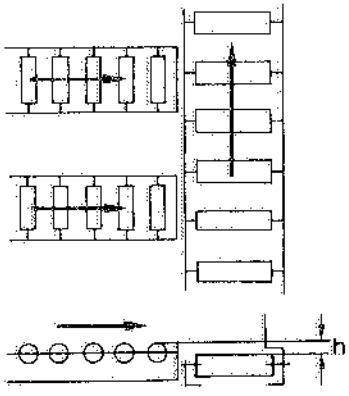


Fig. 21.25 – Trasportatori a rulli atti a scaricare colli leggeri su un trasportatore a

21.8. DISCENSORI E SCIVOLI

Disponendo gli assi dei rulli conici secondo un elicoide, si ottengono discensori elicoidali (fig. 21.26), nei quali l'azione frenante dovuta all'attrito sulla parete esterna è tanto più intensa quanto maggiore è la velocità dei colli: è pertanto necessario che l'inclinazione sia tale da vincere le resistenze di attrito.

Sovente, ai discensori a rulli si preferiscono gli scivoli, costituiti da canali a profilo elicoidale e sezione rettangolare o parabolica, rivestiti in lamiera d'acciaio, con sponde laterali (fig. 21.27). Per brevi percorsi, si ricorre a canali rettilinei.

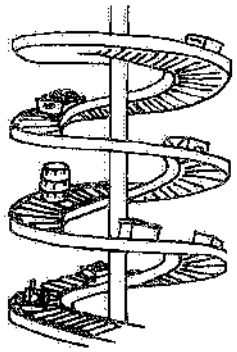


Fig. 21.26 – Discensore elicoidale a rulli.

Anche gli scivoli a profilo elicoidale presentano il vantaggio che la forza centrifuga, crescente con la velocità di discesa, provoca una frenatura del collo contro la parete laterale dello scivolo proporzionale alla velocità del collo stesso, cosicché la discesa avviene a velocità relativamente bassa e pressoché costante.

Discensori e scivoli sono particolarmente adatti allorquando si devono trasferire materiali (non fragili) da un'altezza a un'altra più bassa (ad esempio, da un piano a un altro).

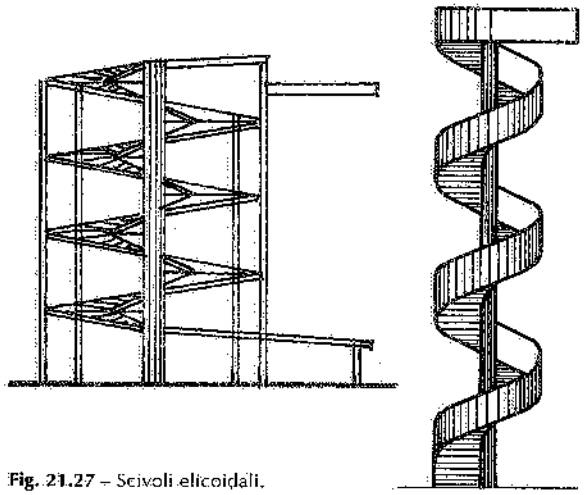


Fig. 21.27 – Scivoli elicoidali.

21.9. TRASPORTATORI A CATENE

Nel precedente § 21.3 si è già avuto modo di citare i trasportatori motorizzati mediante catene che comandano:

a) la rotazione dei rulli (figg. 21.7 e 21.28)

b) l'avanzamento dei rulli con possibilità di formare accumuli dei carichi trasportati (figg. 21.8 e 21.29).

Le catene sono previste in posizione tangenziale, sopra o sotto i rulli (fig. 21.30).

In quel paragrafo si sono anche citati i trasportatori a rulli mossi da un nastro o da cinghie sottostanti (figg. 21.9, 21.10 e 21.31).

Una vera e propria alternativa ai trasportatori a rulli motorizzati sono i trasportatori a catene (fig. 21.32), consistenti in due o più catene – ognuna formante un circuito chiuso – mosse da ruote dentate collegate ad un gruppo motoriduttore; le catene invertono il senso di marcia in corrispondenza di una testata motrice e di una di rinvio. Questi trasportatori presuppongono che i carichi appoggino sulle catene,

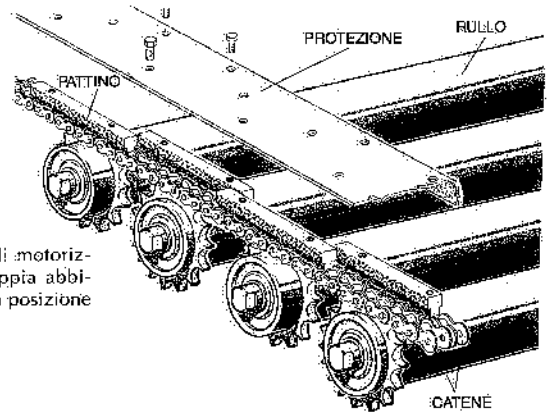


Fig. 21.28 – Trasportatore a rulli motorizzati con catena tangenziale doppia abbinata a rulli con corona singola in posizione alternata.

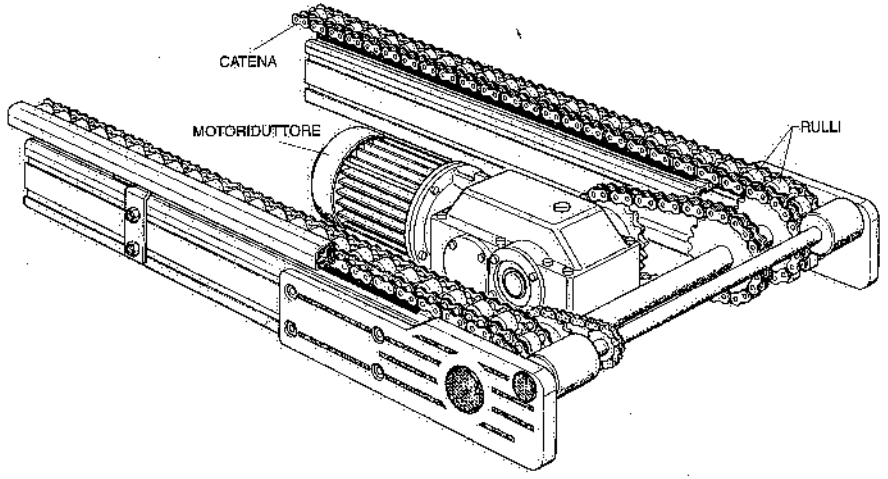


Fig. 21.29 – Trasportatore a rotelle trainate da catene motrici: se un ostacolo ferma il carico movimentato, le catene continuano ad avanzare, mentre i rulli ruotano su se stessi.

così come nei trasportatori a rulli i carichi devono trovare adeguato supporto da parte dei rulli.

I trasportatori a catene possono integrarsi con altri sistemi di trasporto ed in particolare con quelli a rulli; la fig. 24.33 riporta, a quest'ultimo proposito, una delle soluzioni più interessanti: i carichi possono essere deviati di 90° – senza ingombri dovuti a curve, tavole od elementi girevoli (figg. 21.18÷21.20) – semplicemente ricorrendo a sollevamenti ed abbassamenti delle catene nell'ambito dei rulli; gli uni e le altre essendo ovviamente motorizzati.

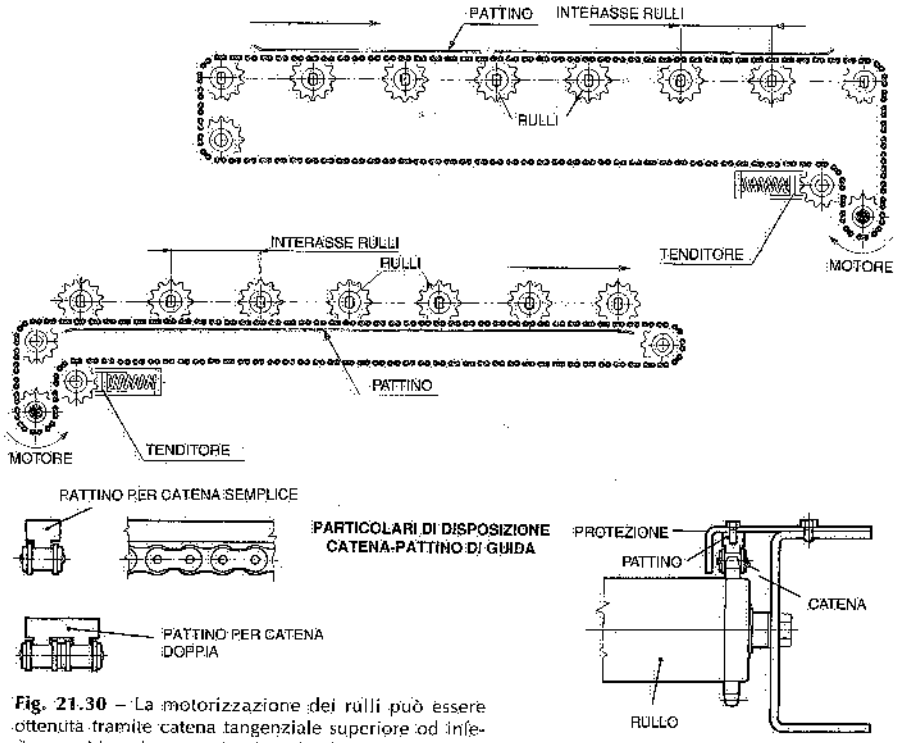


Fig. 21.30 – La motorizzazione dei rulli può essere ottenuta tramite catena tangenziale superiore od inferiore, guidata da un pattino in polietilene.

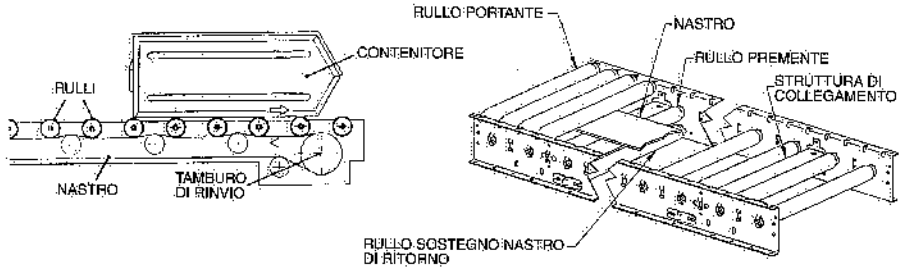


Fig. 21.31 – Trasportatori a rulli messi in rotazione da un sottostante nastro motorizzato.

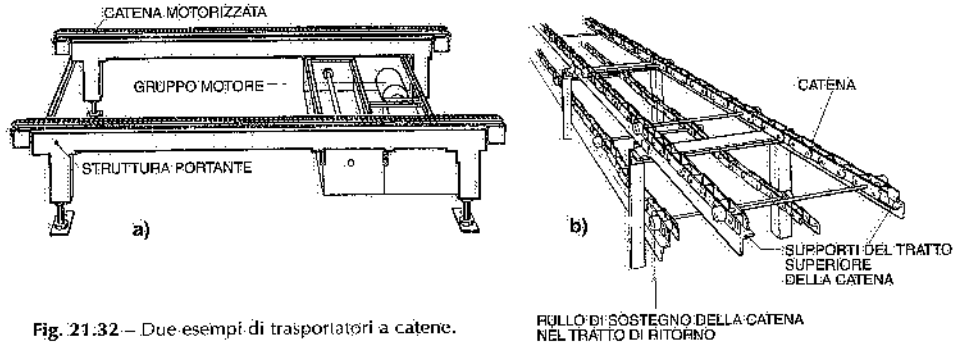


Fig. 21.32 – Due esempi di trasportatori a catene.

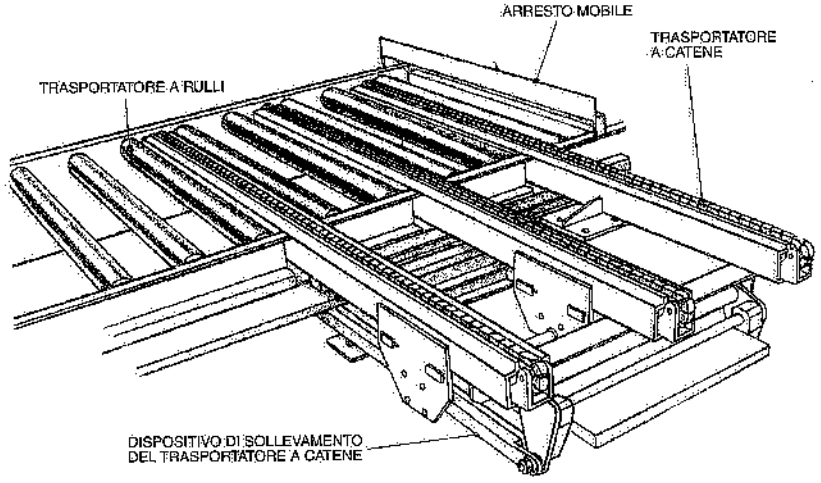


Fig. 21.33 – Particolare di un deviatore.

21.10. BIBLIOGRAFIA

Conveyors – Dema – Dugom-rulli – Incas – Movim – Rapistan Systems – Rulli Rulmeca – Trastecnica, *Documentazione tecnica*.

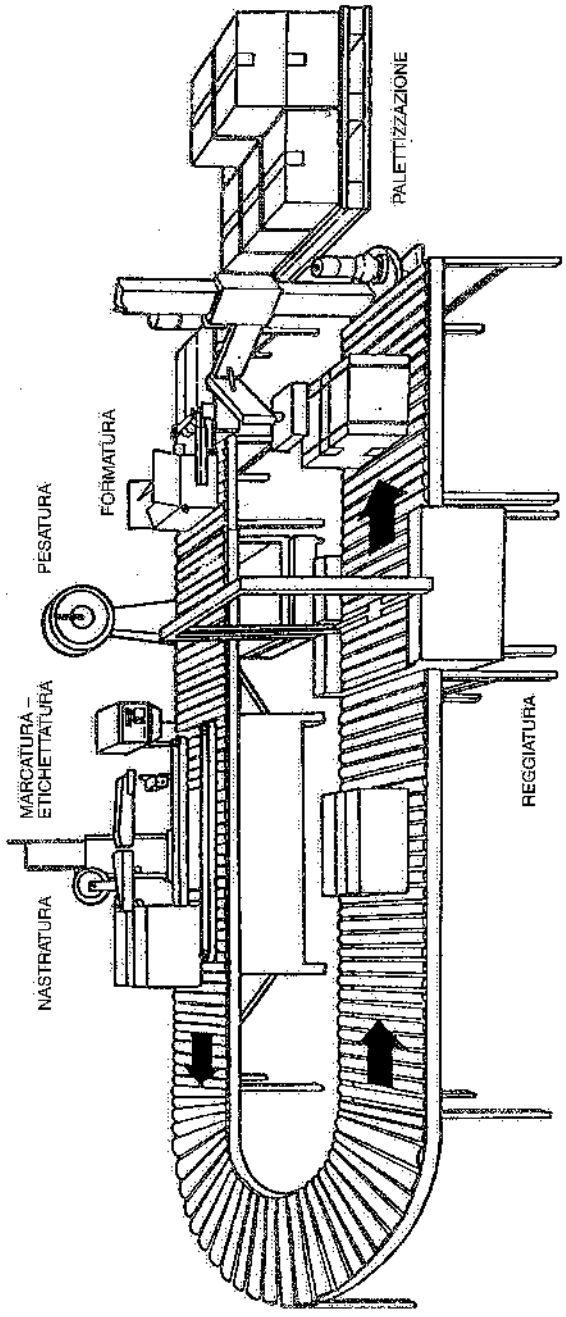


Fig. 21.34 – Operazioni di imballo di prodotti finiti eseguite lungo un trasportatore a rulli.

22. Trasportatori a nastro

22.1. GENERALITÀ

I trasportatori a nastro sono impiegati per il trasporto continuo, in orizzontale o in pendenza, di materiali alla rinfusa e di carichi concentrati leggeri.

I principali elementi costituenti un trasportatore a nastro (fig. 22.1) sono:
- un nastro trasportatore,
- una serie di rulli superiori e inferiori di supporto,
- un tamburo motore (con relativo gruppo motore) ed uno di rinvio,
- una struttura metallica di sostegno.

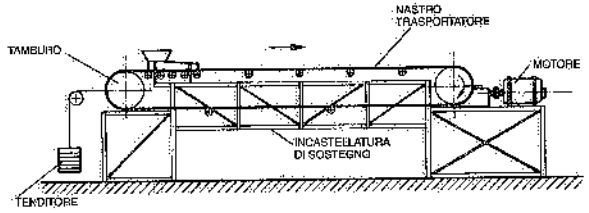


Fig. 22.1 – Schema di un trasportatore a nastro.

Si può introdurre una prima distinzione fra:
- nastri trasportatori di tela e gomma;
- nastri trasportatori in fibre naturali e sintetiche;
- nastri trasportatori in acciaio;
- nastri trasportatori in rete metallica.

22.2. NASTRI TRASPORTATORI DI TELA E GOMMA

La norma UNI 8721 definisce i trasportatori come una "struttura di gomma e tela a forma di nastro chiuso ad anello, con giunzione vulcanizzata o metallica, utilizzata per il trasporto di materiali vari". Tale struttura consiste essenzialmente in (fig. 22.2):
- un nucleo o inserto, destinato a sopportare lo sforzo di trazione conseguente al trasporto;

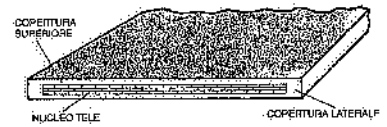


Fig. 22.2 – Struttura di un nastro trasportatore di tela e gomma.

– una copertura, atta a proteggere il nucleo dall'azione chimica e meccanica del materiale.

Il nucleo del nastro è costituito dalla sovrapposizione di due o più tele ed è rivestito sulla faccia superiore (portante il materiale trasportato), sulla faccia inferiore (aderente al tamburo di comando ed alla puleggia di rinvio) e lateralmente, da uno strato di gomma avente caratteristiche appropriate all'impiego. I rivestimenti di gomma delle due facce costituiscono le coperture superiore e inferiore. Per particolari applicazioni, il rivestimento viene realizzato in materie plastiche.

Il numero e le caratteristiche dinamometriche delle tele costituenti il nucleo, nonché la qualità e lo spessore delle coperture in gomma, sono scelti in base alle sollecitazioni cui il nastro sarà sottoposto ed alle caratteristiche del materiale trasportato.

Così, la norma UNI 3786 classifica i nastri in base alla resistenza a rottura dell'inserto ovvero delle tele, sia in direzione longitudinale che trasversale; precisa inoltre l'allungamento a rottura e ad un carico di riferimento, in direzione longitudinale (tab. 22.1.A). Nota la resistenza delle singole tele e l'impiego cui sarà destinato il nastro, il costruttore determina il numero di tele costituenti il nucleo.

Tabella 22.I – Classificazione dei trasportatori a nastro con nucleo in tele e copertura in gomma.
A) Resistenza a rottura per trazione del nucleo e allungamento in direzione longitudinale.

Carico di rottura minimo			
in direzione longitudinale		in direzione trasversale	
N/mm	kg/mm	N/mm	kg/mm
157	160	62	63
196	200	78	80
245	250	98	100
309	315	122	125
392	400	157	160
490	500		
617	630		
784	800		
980	1 000		
1 225	1 250		
1 570	1 600		
1 960	2 000		
2 450	2 500		

Allungamenti
⩽ 4% al carico di riferimento = 1/10 del carico di rottura
⩾ 10% al carico di rottura

B) Caratteristiche meccaniche minime della gomma di copertura.

Grado di qualità	Resistenza a trazione (UNI 6065)		Resistenza all'abrasione (UNI 9185)
	RI N/mm²	*AI* %	ΔV mm³
M	25	450	⩽ 125
N	20	400	⩽ 150
P	15	350	⩽ 200
Q	10	300	⩽ 250

Circa il rivestimento di tale nucleo, la norma UNI 3783 considera quattro gradi di qualità della gomma di copertura, denominati in ordine decrescente di caratteristiche, e precisamente M-N-P-Q: tale gomma di copertura deve avere le caratteristiche meccaniche minime riportate nella tab. 22.1.B.

Le larghezze unificate dei nastri di gomma e tela sono (in mm): 300-400-500-(600)-650-800-1000-1200-1400-1600-1800-2000-2200-2400-2600-2800-3000-3150.

I nastri in tela e gomma – senz'altro i più diffusi – sono adatti per il trasporto di materiali alla rinfusa, specie se si devono superare dislivelli, il cui valore massimo dipende dal coefficiente di attrito del materiale sul nastro e dall'attrito interno del materiale; le temperature di quest'ultimo possono raggiungere i 100-120°C, avendo però cura di scegliere di volta in volta nastri con caratteristiche di resistenza al calore adatte alle specifiche esigenze.

Sono stati realizzati trasportatori a nastro di tela e gomma lunghi anche centinaia di metri. Rinforzando il nucleo tessile con cavi di acciaio si arriva fino ad alcuni chilometri di lunghezza.

22.3. NASTRI TRASPORTATORI IN FIBRE NATURALI E SINTETICHE, IN ACCIAIO E IN RETE METALLICA

La grande varietà di fibre tessili, naturali e sintetiche, messe a disposizione dall'industria, ha consentito la produzione di una gamma di nastri diversi da quelli tradizionali in tela e gomma. A titolo esemplificativo, si citano i nastri di tessuto gommato senza alcuna copertura o di tessuto trattato con cloruro di polivinile per il trasporto di materiali leggeri e non abrasivi in reparti di lavorazione e montaggio. Più in generale, le fibre di poliestere e poliammide (1).

Inoltre, per il trasporto di quei materiali che non si prestano ad essere trasportati con i nastri di tela e gomma o derivati, si ricorre a nastri di acciaio o di rete metallica.

I nastri di acciaio sono adatti per temperature superiori ai 100÷120°C e per il trasporto di materiali abrasivi; sono inoltre impiegati per alimentare pezzi e particolari di medie e piccole dimensioni a più posti di lavoro. Sono costruiti in acciaio inossidabile o al carbonio e presentano un elevato carico di rottura e allungamenti trascurabili.

Riportiamo i valori più frequentemente adottati in pratica per i principali parametri caratteristici dei trasportatori a nastro di acciaio:
– spessore lamiera: 0,8÷1,2 mm;
– larghezza nastro: 0,2÷1,2 m;
– velocità massima: 0,6÷1,2 m/s;
– diametro pulegge motrice e di rinvio: 100 volte lo spessore del nastro;
– coefficiente di aderenza: $\mu = 0{,}1$ (0,2 se il tamburo è rivestito di gomma).

I nastri in rete metallica si prestano alla movimentazione di materiali dentro essiccatoi, raffreddatori, ecc., in quanto, consentendo il passaggio di aria anche dal di

(1) In proposito, si citano nastri con due o tre tele in poliestere e copertura superiore in PVC oppure nastri con un solo nucleo metallico rivestito in tela.
Per applicazioni gravose o trasportatori molto lunghi si utilizzano nastri con nuclei metallici e una sola tela rivestita in gomma.

sotto, realizzano una efficace trasmissione termo-convettiva. Essi sono costituiti da reti di tipo diverso, di cui la fig. 22.3 fornisce alcuni esempi.

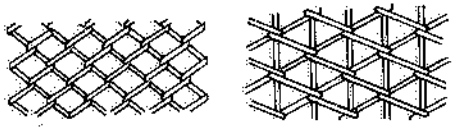


Fig. 22.3 – Tipi di reti metalliche per trasportatori a nastro.

Scegliendo reti costruite in acciaio al NiCr, il nastro può sopportare temperature fino a 1000°C. Apposite tabelle, messe a disposizione dai costruttori, forniscono la resistenza a trazione dei vari tipi di rete in funzione della temperatura.

Sovente, il diametro dei tamburi si assume pari a 20-25 volte il diametro del filo.

Tanto i nastri metallici quanto quelli in rete scorrono ancora su rulli, come gli altri tipi di nastri (fig. 22.4); si realizzano peraltro anche nastri in rete, appoggiati su guide laterali ed eventualmente intermedie (fig. 22.5).

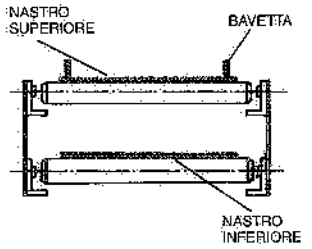


Fig. 22.4 – Sezione trasversale di un trasportatore a nastro piano.

22.4. NASTRI PIANI E A CONCA

I nastri trasportatori possono essere piani o a conca. Sono piani (fig. 22.4) i nastri destinati a trasportare colli singoli o materiali alla rinfusa in piccole quantità (2). Sono concavi (fig. 22.6) i nastri destinati a movimentare portate elevate di materiali alla rinfusa. In genere, vengono disposti a conca solo i nastri di tela e gomma. I nastri in fibre naturali e sintetiche, in acciaio e in rete metallica sono di solito piani.

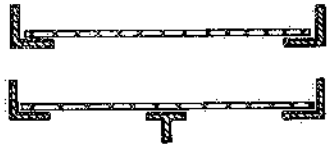


Fig. 22.5 – Sezioni trasversali di trasportatori a nastro in rete metallica.

Nei trasportatori a nastro concavi, il nastro superiore è sopportato da due o – quando la larghezza del nastro supera i 500 mm – da tre rulli, disposti come in fig. 22.6. Quando i rulli sono tre, i due laterali sono inclinati sull'orizzontale di un angolo di 30÷45°; quando i rulli sono due, l'inclinazione più ricorrente è di 20°.

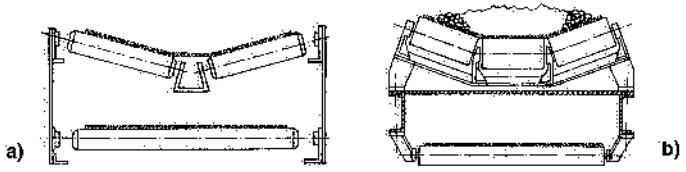


Fig. 22.6 – Sezioni trasversali tipiche di trasportatori a nastro concavo: a) a due rulli portanti; b) a tre rulli portanti.

(2) Il nastro piano viene anche adottato quando si deve realizzare una disposizione equamente distribuita di materiale alla rinfusa sul nastro stesso oppure quando è necessario separare le parti ferrose contenute nel materiale trasportato, mediante un separatore elettromagnetico. In tali casi, si prevedono due sponde laterali (*bavette*) per impedire la caduta del materiale dal nastro piano.

Fra i trasportatori con la configurazione superiore a conca sono compresi i cosiddetti sistemi a ghirlanda (fig. 22.7): due, tre o cinque rulli sono collegati fra loro mediante maglie di catena e sospesi a sostegni; il nastro può pertanto oscillare sia trasversalmente che longitudinalmente, assumendo concavità e centratura ottimali. Sono utilizzati per il carico e il trasporto di materiali di grande pezzatura e spigolosi, con portate e velocità più elevate degli altri trasportatori a conca.

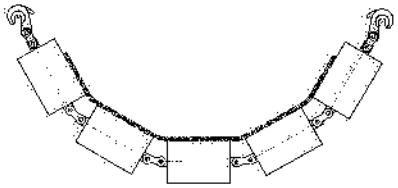


Fig. 22.7 – Sezione di un trasportatore a ghirlanda.

22.5. CARATTERISTICHE ED ELEMENTI COSTITUTIVI DEI TRASPORTATORI A NASTRO

Un trasportatore a nastro è essenzialmente caratterizzato dai seguenti parametri (fig. 22.8):

- lunghezza del trasportatore, misurata fra gli assi dei tamburi estremi;
- larghezza del nastro e numero di tele o spessore o tipo di materiale costituente il nastro stesso;
- inclinazione del nastro (necessaria quando si deve superare un dislivello);
- velocità del nastro (fino a 2 m/s per i nastri piani, fino a 5÷7 m/s per i nastri a conca, in relazione alle caratteristiche chimico-fisiche del materiale trasportato, alla larghezza del nastro ed alle condizioni di lavoro);
- diametro dei tamburi (3), il quale dipende dalla rigidezza del nastro, in quanto si cerca di limitare la sollecitazione continua di flessione del nastro stesso;
- diametro dei rulli (60-76-89-102-108-133-159-194 mm) e loro interasse (4): quest'ultimo, se eccessivo, consente inflessioni non accettabili nel nastro carico; se troppo piccolo, aumenta inutilmente il costo ed il peso delle parti rotanti (tab. 22.II);
- cuscinetti (dei rulli), generalmente di tipo radiale rigido a sfere, con lubrificazione permanente, protetti contro le infiltrazioni di polveri e umidità dalle tenute dei rulli;
- angolo di avvolgimento del nastro sul tamburo motore e tipi di materiali del nastro

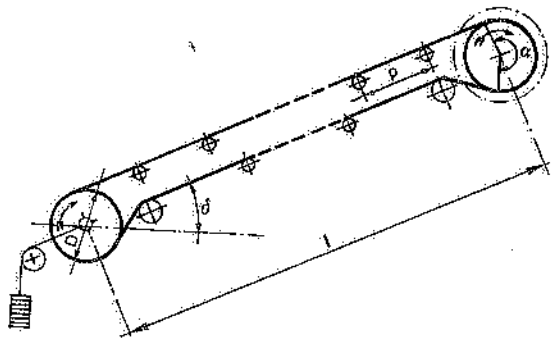


Fig. 22.8 – Elementi caratteristici di un trasportatore a nastro.

(3) I tamburi possono essere cilindrici o bombati: questi ultimi favoriscono l'autocentraggio del nastro.

(4) Il tipo di rulli ed il loro interasse influiscono sulla vita funzionale dei rulli stessi e del nastro. Il tipo di rulli da impiegare viene scelto in funzione del carico sopportato (sia lungo il tratto carico sia lungo quello scarico del convogliatore), dell'esigenza di assorbire l'urto del materiale in fase di carico, della velocità del nastro e delle altre condizioni operative del trasportatore.

e del tamburo motore che vengono a contatto fra di loro in corrispondenza del tamburo stesso.

Nelle pagine precedenti abbiamo già indicato i principali elementi costituenti i trasportatori a nastro. Ad essi si devono aggiungere i seguenti:

a) un tenditore a vite, a molla o – più spesso – a contrappeso (fig. 22.9);

b) un dispositivo di carico (scivolo) avente lo scopo di limitare gli urti fra materiale e nastro (5) e di convogliare il materiale nella parte centrale del nastro ed il più vicino possibile allo stesso; in corrispondenza della zona in cui il materiale cade sul nastro trasportatore, i rulli di supporto del nastro vengono disposti più vicini fra di loro e sono rivestiti in gomma o in materiali analoghi; la fig. 22.10 illustra alcuni tipi di scivoli;

c) due sponde laterali (bavette) aventi lo scopo di impedire che il materiale cada lateralmente dal nastro (fig. 22.4): tali bavette (in gomma o metalliche, a seconda dei casi) sono ovviamente necessarie nel caso dei nastri piani, ma si usano anche per i nastri a conca in prossimità dei punti di carico (scivoli);

d) uno o più dispositivi per lo scarico del materiale, da prevedere quando lo scarico stesso non ha luogo in corrispondenza dell'estremità motorizzata (6); tali dispositivi sono distribuiti lungo il nastro trasportatore e consistono in deviatori o vomeri (fig 22.12) regolabili in altezza e aventi sovente il bordo inferiore in gomma; l'impiego degli scaricatori in posizioni intermedie è possibile solo se il nastro è piano (nei nastri a conca si fa in modo che nei punti di scarico il nastro assuma una disposizione piana); la fig. 22.13 illustra un particolare dispositivo di scarico, che può essere fisso o mobile; trattasi di due tamburi sovrapposti: quello più alto funge da scaricatore, quello inferiore da rinvio; per rendere mobile tale dispositivo di scarico, i due tamburi vengono montati su un carrello scorrevole su due rotaie poste ai lati del nastro;

e) un raschiatore od una spazzola rotante, posti sotto la puleggia motrice, per la pulizia del nastro (fig. 22.14): il primo asporta il materiale aderente al nastro mediante una bavetta tenuta a contatto con il nastro trasportatore; la seconda consiste in una serie di spazzole, mantenute a leggero contatto del nastro, disposte su un asse parallelo a quello del tamburo motore e rotanti in senso opposto al moto del trasportatore;

f) un dispositivo di frenatura (indispensabile nel caso che il trasportatore a nastro sia in pendenza) atto ad arrestare il movimento del nastro in ogni evenienza (ad esempio, mancanza di energia elettrica): tale freno può essere del tipo ad arpionismo, se il carico viaggia in salita, oppure del tipo elettromagnetico; nei trasportatori a nastro inclinati si impiegano gruppi motoriduttori con riduttori irreversibili ($\eta < 0{,}5$), ottenendo così un arresto di sicurezza in mancanza di energia elettrica;

Tabella 22.II – Distanze dei rulli nei trasportatori a nastro.

Largh. nastro m	Interasse rulli superiori (m) per materiale di peso specifico apparente (t_f/m^3)			
	0,8	1,2	1,6	2,4
0,40	1,50	1,40	1,40	1,30
0,50	1,40	1,30	1,30	1,20
0,60	1,30	1,30	1,20	1,20
0,80	1,30	1,20	1,20	1,10
1,00	1,10	1,10	1,00	1,00
1,20	1,10	1,10	1,00	1,00

L'interasse fra i rulli di ritorno è di 2,50÷6 m, per qualsiasi larghezza del nastro e per qualsiasi carico. Quando si devono evitare spostamenti laterali del nastro, si installano apposite stazioni autocentranti sul tratto carico del nastro stesso e – ove necessario – su quello di ritorno; le posizioni di tali stazioni sono: circa 15 m dai tamburi terminali e circa 30 m l'una dall'altra.

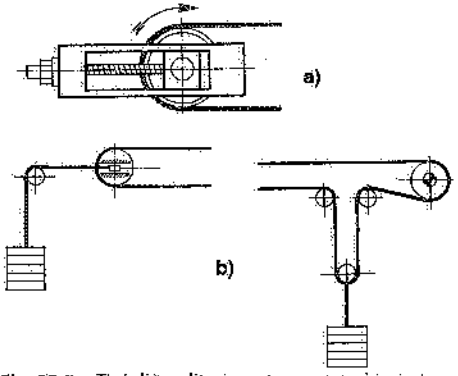


Fig. 22.9 – Tipi di tenditori per trasportatori a nastro.

(5) A tale fine, si assume una pendenza dello scivolo uguale all'angolo di attrito del materiale nella direzione del moto oppure – se il materiale è alla rinfusa – si prevede uno scivolo dotato di fori aventi, a volte, dimensioni crescenti nella direzione del moto, in modo che il materiale più fine cada per primo sul nastro e formi uno strato protettivo nei confronti di quello più grossolano.

(6) Se lo scarico del materiale avviene in corrispondenza della testata motrice, trascurando in prima approssimazione l'attrito del materiale sul nastro, si può dire che sul tamburo di scarico le singole particelle risultano sottoposte a due forze (fig. 22.11):
– la forza centrifuga mv^2/r;
– il peso mg, la cui componente radiale $mg\cos\beta$ tende a diminuire all'aumentare di β.
A partire dalla condizione limite $mg\cos\beta = mv^2/r$, il materiale può abbandonare il nastro. Il punto in cui ciò avviene dipende principalmente dalla velocità v. Infatti:

$$h = r\cos\beta; \qquad \cos\beta = \frac{mv^2}{rmg} = \frac{v^2}{rg}; \qquad h = \frac{v^2}{g}$$

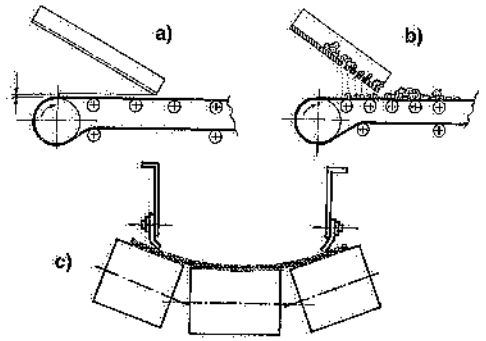


Fig. 22.10 – Dispositivi di carico dei trasportatori a nastro: a) scivolo; b) scivolo forato; c) guida in corrispondenza del tratto di carico del nastro.

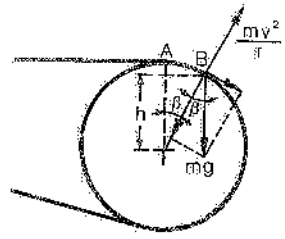


Fig. 22.11 – Determinazione del punto di distacco di una particella da un nastro trasportatore.

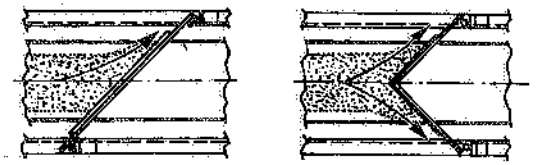


Fig. 22.12 – Dispositivi per lo scarico dei trasportatori a nastro prima del tamburo motore.

Fig. 22.13 – Dispositivo di scarico mobile lungo il trasportatore a nastro.

g) stazioni autocentranti (nel caso di trasportatori a nastro molto lunghi) dotate di rulli di guida posizionati verticalmente ai due lati dei nastri superiore e inferiore; la distanza fra una stazione e l'altra è di circa 30 m (la prima stazione autocentrante viene disposta a circa 15 m dai tamburi terminali o di rinvio): la loro funzione è di mantenere il nastro in linea (fig. 22.15).

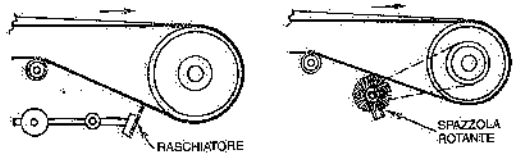


Fig. 22.14 – Raschiatore e spazzola rotante per la pulizia dei nastri trasportatori.

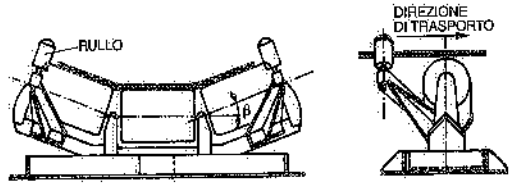


Fig. 22.15 – Stazione autocentrante con ralla di base ruotante.

I rulli guida sono previsti ad una distanza maggiore della larghezza del nastro al fine di ridurre il logorio di quest'ultimo. Occorre inoltre assicurare un certo franco fra il bordo del nastro e le parti fisse ad esso affiancate.

Con riferimento ai trasportatori di tela e gomma, la UNI 3788 (Alcune caratteristiche dimensionali e di qualità dei nastri in relazione alle condizioni d'impiego) precisa sia la lunghezza dei tamburi sia il franco fra nastro e parti fisse, in funzione della larghezza del nastro (tab. 22.III).

Tabella 22.III – Valori minimi della lunghezza delle pulegge e della distanza del nastro dagli ingombri fissi laterali.

Larghezza del nastro B mm	Lunghezza del tamburo mm	Distanza fra il bordo del nastro e le parti fisse mm
da 300 a 800	B + 50	75
oltre 800	B + 75	100

Ricordiamo infine che, per un buon funzionamento ed una durata soddisfacente dei convogliatori a nastro, occorre che:

- le giunzioni del nastro siano particolarmente accurate;
- i materiali taglienti o che comunque possono danneggiare il nastro, vengano tempestivamente rimossi;
- la manutenzione sia costante ed accurata;
- l'alimentazione del nastro risulti continua e senza urti;
- si evitino slittamenti del nastro sul tamburo motore (rivestendo quest'ultimo in gomma oppure praticando scanalature a V nel rivestimento);
- appositi relé tachimetrici arrestino il trasportatore in caso di avaria o mancanza di energia elettrica.

22.6. POTENZIALITÀ DI TRASPORTO

a) Scatole, colli, cassette, ecc.

Quando un trasportatore a nastro provvede alla movimentazione di materiali quali scatole, colli, pezzi sciolti e simili, la potenzialità di trasporto è data da una espressione del tipo

(22.1) $$Q = k\,q\,B\,v$$

dove:

k = costante che dipende dalle unità di misura adottate;
q = carico distribuito sul nastro (7);
B = larghezza del nastro;
v = velocità del nastro (variabile in genere fino a 1 m/s).

b) Materiali alla rinfusa

L'espressione che fornisce la potenzialità di trasporto di un trasportatore a nastro per materiali alla rinfusa è del tipo

(22.2) $$Q = k'\,\gamma\,A\,v$$

se ci si riferisce al peso di materiale trasportato nell'unità di tempo, ovvero del tipo

(22.2 bis) $$Q = k''\,A\,v$$

se ci si riferisce al volume trasportato, sempre nell'unità di tempo, essendo

k', k'' = costanti che dipendono dalle unità di misura adottate;
γ = peso specifico del materiale trasportato;
A = sezione media dello strato di materiale sul nastro;
v = velocità del nastro: come già si è accennato, questo parametro dipende dalla larghezza del nastro, dalle caratteristiche del materiale e dalle condizioni di lavoro.

Se si misura γ in t_f/m^3, A in m^2 e v in m/s, risulta $k' = k'' \approx 350$.

Indicando con B la larghezza del nastro (in metri), si può assumere, in base a prove sperimentali

(22.3) $$A_p \approx \frac{(B+4)B^2}{110}$$

per i nastri piani e

(22.4) $$A_c \approx 2\,A_p$$

per i nastri a conca con tre rulli, di cui i due laterali inclinati di 20° sull'orizzontale.

I valori di A sono stati ricavati sperimentalmente per i valori della larghezza B del nastro di più frequente impiego nella pratica. La tab. 22.V riporta tali valori.

Tabella 22.IV – Carichi equivalenti su un convogliatore a nastro con rulli del tipo medio (D = 108 mm).

Larghezza nastro m	Carico max concentrato kg_f	Carico max distribuito kg_f/m^2
0,40	40	170
0,50	38	120
0,65	32	100
0,80	28	70

Tabella 22.V – Sezione media A dello strato di materiale sul nastro in funzione della larghezza B del nastro stesso.

Nastro	Larghezza del nastro (m)					
	0,40	0,50	0,65	0,80	1,00	1,20
piano	0,0064	0,010	0,015	0,0277	0,045	0,067
a conca	0,012	0,020	0,030	0,055	0,090	0,134

(7) La tab. 22.IV fornisce i carichi ripartiti equivalenti a carichi concentrati, per alcune larghezze di nastri.

La norma DIN 22101 fornisce, fra l'altro, le portate dei trasportatori a nastro piani ed a conca in funzione della larghezza del nastro. In particolare, tali portate si ricavano dalle seguenti espressioni:

a) nastri piani (fig. 22.16):

$$Q = F_1\ 3600\ v \approx 0{,}067\ b^2\ 3600\ v \approx$$

$$\approx 240\ (0{,}9\ B - 0{,}05)^2\ v \qquad (22.5)$$

dove:

Q = portata in m^3/h;
F_1 = sezione trasversale sul nastro in m^2;
v = velocità del nastro in m/s;
B = larghezza del nastro in m;
b = larghezza utile del nastro in $m = 0{,}9\ B - 0{,}05$;

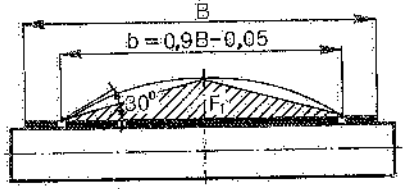


Fig. 22.16 – Determinazione della portata (materiale alla rinfusa) di un trasportatore a nastro piano (DIN 22101).

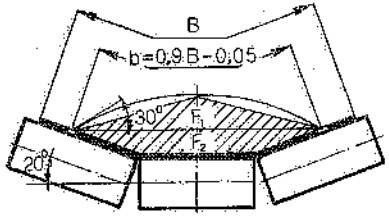


Fig. 22.17 – Determinazione della portata (materiale alla rinfusa) di un trasportatore a nastro concavo (DIN 22101).

b) nastri a conca (fig. 22.17):

$$Q = (F_1 + F_2)\ 3600\ v \qquad (22.6)$$

La (22.6), per $\beta = 20°$, diventa

$$Q \approx 0{,}122\ b^2\ 3600\ v \approx$$

$$\approx 440\ (0{,}9\ B - 0{,}05)^2\ v \qquad (22.6\ bis)$$

dove i simboli e le unità di misura sono gli stessi sopra introdotti.

Le (22.5) e (22.6) si riferiscono a nastri orizzontali e con alimentazione costante del materiale.

Per $v = 1$ m/s e – nel caso di nastri a conca – per $\beta = 20°$, le (22.5) e (22.6 bis) forniscono i valori di Q in funzione di B riportati nella tabella 22.VI.

Tabella 22.VI – Portata dei trasportatori a nastro con $v = 1$ m/s.

Larghezza nastro B (m)	Nastri piani Q (m^3/h)	Nastri a conca Q (m^3/h)
0,30	12	20
0,40	23	42
0,50	38	70
0,65	69	126
0,80	108	197
1,00	173	318
1,20	255	467

Per trasportatori aventi una pendenza δ (fig. 22.7), la portata si riduce secondo la

$$Q_p = p\ Q$$

dove p assume i valori indicati nella tabella 22.VII.

La tab. 22.VIII riporta il peso specifico apparente di alcuni materiali alla rinfusa e la massima inclinazione di un trasportatore a nastro in funzione del materiale trasportato.

Tabella 22.VII – Valori di p in funzione di δ.

δ	%	p
2	3,5	1,00
4	7	0,99
6	10,5	0,98
8	14	0,97
10	17,6	0,95
12	21,3	0,93
14	24,9	0,91
16	28,7	0,89
18	32,5	0,85
20	36,4	0,81
21	38,4	0,78
22	40,4	0,76
23	42,5	0,73
24	44,5	0,71
25	46,6	0,68
26	48,8	0,66
27	51	0,64
28	53,2	0,61
29	55,4	0,59
30	57,7	0,56

La UNI 8384 riporta numerosi valori della sezione massima di materiale trasportato per nastri piani ed a conca con 2 o 3 rulli uguali, tenendo conto dell'angolo di riposo dinamico del materiale.

Tabella 22.VIII – Peso specifico in mucchio di materiali alla rinfusa e massima inclinazione ammissibile per un trasportatore a nastro.

Materiale		Peso specifico kg/m^3	Massima inclinazione gradi
Tipo	Condizioni		
Argilla	asciutta	1500	20-22
	bagnata	2000	
Asfalto	in pezzi	1250	16-18
Calcare	in polvere	1500	18-20
Calce	in polvere	500	22-23
Calcestruzzo	in polvere	2200	20-22
Caolino	in polvere	500	18-20
Carbone	di legna	500	12
	antracite	750	16-17
Cemento	asciutto	1300	20-23
Coke	in polvere	400	20
	metallurgico	500	18
Gesso	tout venant	1300	18-20
Ghiaia	asciutta	1750	18-20
	umida	2000	12-14
Grano		750	15
Minerali di ferro	pezzature medie e minute	1800	18-20
	pezzature medie	1700	18
	pezzature minute	2000	20-22
Sabbia	asciutta	1500	15
Sale	marino	750	18-22
Scorie	d'altoforno	1000	20
Terra	argillosa	2250	18-20
	asciutta	1250	20
	umida	1500	20-23
Zolfo	in zolle o in polvere	1000	20-22

22.7. CALCOLO DI UN TRASPORTATORE A NASTRO

A) Dati di partenza

Il calcolo di un trasportatore a nastro consiste nella determinazione dei parametri tecnici del trasportatore stesso, supposti noti i seguenti dati fondamentali (8):

- caratteristiche chimico-fisiche del materiale da trasportare;
- portata richiesta;
- lunghezza del trasportatore;
- profilo della installazione.

(8) Si trascurano in questa sede altri elementi, quali: le modalità di alimentazione del nastro, il numero e la posizione degli scarichi, il tempo di funzionamento, le condizioni climatiche di lavoro.

In funzione della portata e del tipo di materiale, si sceglie la combinazione più conveniente di larghezza e velocità del nastro. Tale scelta è facilitata dalle indicazioni contenute nelle standardizzazioni europee o ricavate da rilievi sperimentali (vd. tabelle 22.IX e 22.X). Ciò fatto, si procede alla determinazione della resistenza al moto, della potenza assorbita dal trasportatore, nonché delle altre caratteristiche tecniche dello stesso.

Tabella 22.IX – Larghezze minime dei trasportatori a nastro in relazione alla pezzatura del materiale trasportato.

	Dimensioni max del materiale	
Larghezza del nastro mm	in pezzi mm	misto (*) mm
300	50	75
400	70	100
500	90	150
650	120	220
800	150	300
1000	200	400
1200	260	500
.....	.....	.....

(*) Per misto si intende un miscuglio in cui il 10 per cento raggiunge la pezzatura massima e il 75 per cento una pezzatura minore della metà di quella massima.

Tabella 22.X – Velocità massime dei nastri trasportatori in relazione alla larghezza.

	Velocità max (*) del nastro per	
Larghezza del nastro mm	materiale abrasivo m/s	materiale non abrasivo m/s
300	1,50	2,00
400	1,50	2,25
500	2,00	2,25
650	2,50	3,00
800	2,80	3,50
1000	3,50	4,50
1200	4,00	5,00
.....	.....	.....

(*) La velocità normale si assume sovente pari al 70 per cento circa del valore massimo.

B) Resistenza al moto

Le resistenze che si oppongono al moto di un trasportatore a nastro sono le seguenti:

1) Attrito della massa in moto del trasportatore (nastro, rulli, tamburi, rinvii, ecc.): si può assumere pari a

(22.7) $$r_1 = f q_s l$$

dove:

f = coefficiente di attrito dei rulli (9)

q_s = peso delle parti mobili del trasportatore, espresso in kg_f per metro di lunghezza del trasportatore stesso (10);

l = lunghezza del trasportatore (in metri) misurata fra gli assi dei due tamburi di estremità.

In realtà, lo sforzo (22.7) si compone di una resistenza relativa al tratto superiore del trasportatore e di una resistenza relativa al tratto inferiore: la prima è maggiore della seconda in quanto l'interasse dei rulli nel tratto superiore è minore.

Risulta pertanto

$$r_1' = f q_s' l$$

per il tratto superiore e

$$r_1'' = f q_s'' l$$

per il tratto inferiore. Ovviamente

$$r_1' + r_1'' = r_1$$

In prima approssimazione, la r_1 può considerarsi dovuta per due terzi al tratto superiore e per il restante terzo al tratto inferiore.

2) Attrito per il trasporto del materiale:

(22.8) $$r_2 = f q_m l_m$$

dove:

q_m = peso del materiale trasportato (in kg_f per metro di trasportatore);

l_m = lunghezza del tratto carico di trasportatore (in metri).

3) Sforzo per far superare al materiale un eventuale dislivello fra i punti di carico e di scarico:

(22.9) $$r_3 = \pm q_m H$$

dove H è il dislivello da superare (in metri), positivo in salita, negativo in discesa.

4) Resistenza r_4 dovuta ad eventuali scaricatori fissi o mobili. Tale sforzo si può calcolare con le espressioni

(22.10) $$r_4 = a q_m$$

se si tratta di uno scaricatore fisso e

(22.11) $$r_5 = b$$

nel caso di uno scaricatore mobile. Le costanti a e b dipendono esclusivamente dalla larghezza del nastro. La tab. 22.XII ne fornisce i valori approssimativi.

5) Resistenze fisse: se ne tiene conto aumentando l'interasse reale del trasportatore di una lunghezza fittizia l_0, che si assume mediamente pari a

$$l_0 = 60 - 0{,}21 \quad \text{(metri)}$$

Allora le (22.7) e (22.8) diventano

(22.7 bis) $$r_1 = f q_s (l + l_0)$$

(22.8 bis) $$r_2 = f q_m (l_m + l_0)$$

Lo sforzo totale R (in kg_f) alla periferia del tamburo motore (o dei tamburi motori) è dunque dato dalla

(22.12) $$R = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + r_5 = f q_s (l + l_0) + f q_m (l_m + l_0) \pm q_m H + a q_m + b$$

(9) Per f si possono considerare i seguenti valori:
- rulli portanti su cuscinetti a sfere, con manutenzione normale: 0,03;
- rulli portanti su bronzine, con manutenzione scadente: 0,05;
- nastro, senza copertura in gomma, strisciante su superfici metalliche lucide: 0,30;
- nastro, con copertura in gomma, strisciante su superfici metalliche lucide: 0,50.

(10) Il peso delle parti mobili è in genere noto in base all'esperienza. La tab. 22.XI fornisce i valori di q_s per alcuni tipi di trasportatori in tela e gomma.

Tabella 22.XI – Peso medio delle parti mobili di un trasportatore a nastro di tela e gomma.

Larghezza nastro B mm	Peso delle parti mobili kg$_f$/m	N/m
300	20	200
400	24	235
500	32	310
650	40	370
800	55	540
1000	75	735
1200	90	880
.....	.....	.....

Tabella 22.XII – Valori delle costanti a e b per il calcolo della resistenza dovuta a scaricatori.

Larghezza nastro mm	a	b
300	0,080	30
400	0,085	35
500	0,090	45
650	0,100	55
800	0,115	75
1000	0,125	100
1200	0,140	120
.....	.....	.....

C) Potenza assorbita

Risulta allora possibile calcolare la potenza assorbita (in kW):

$$N = \frac{Rv}{102\eta} = \frac{R^* v}{1000\eta} \quad (R \text{ in } kg_f,\ R^* \text{ in } N) \tag{22.13}$$

essendo η il rendimento del gruppo motoriduttore.

La UNI 8384 riporta un calcolo più particolareggiato di tale potenza.

D) Tensioni del nastro

Com'è noto, lo sforzo periferico R richiede una coppia motrice data dalla differenza delle tensioni T e t, vale a dire delle tensioni che si hanno rispettivamente nel tratto più teso e in quello meno teso del nastro trasportatore (fig. 22.18): risulta cioè

$$R = T - t$$

La fig. 22.19 illustra l'andamento (di tipo esponenziale) delle tensioni nel nastro passando dal punto di massimo sforzo a quello di minimo.

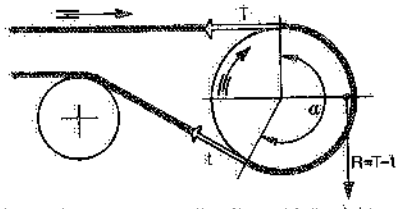


Fig. 22.18 – Sforzo totale alla periferia del tamburo motore e tensione massima e minima nel nastro trasportatore.

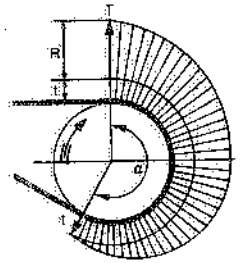


Fig. 22.19 – Legge di variazione della tensione attorno al tamburo motore.

I valori di T e t sono determinati imponendo la condizione limite di aderenza fra nastro e tamburo:

$$\frac{T}{t} = e^{\mu\alpha} \tag{22.14}$$

dove α è l'angolo di avvolgimento del nastro sul tamburo motore e μ il coefficiente di attrito fra nastro e tamburo.

La tensione t deve essere tale che nel punto meno teso del nastro trasportatore si abbia ancora una tensione t_{min} sufficiente per evitare una inflessione non accettabile del nastro fra due rulli successivi (nel caso di massimo carico). In pratica, t_{min} deve essere almeno uguale al valore fornito dalla seguente espressione:

$$t_{min} = 50\, n\, B \tag{22.15}$$

essendo B la larghezza del nastro (in metri) e n il numero di tele costituenti il nastro.

In altre parole, la tensione del nastro deve essere tale che non si verifichino slittamenti del nastro stesso sulle pulegge e frecce eccessive fra i rulli di supporto (11).

(11) Conseguentemente, il contrappeso avrà un peso minimo pari a circa 100 n B.

Noto lo sforzo totale R e fissato $T/t = e^{\mu\alpha}$ si ottiene

$$T = R\left(1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}\right) = k_1 R \tag{22.16}$$

$$t = R\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} = k_2 R \tag{22.17}$$

Il diagramma di fig. 22.20 consente di ricavare i valori di k_1 e k_2 delle espressioni (22.16) e (22.17) in funzione dell'angolo di aderenza e del valore del coefficiente d'attrito.

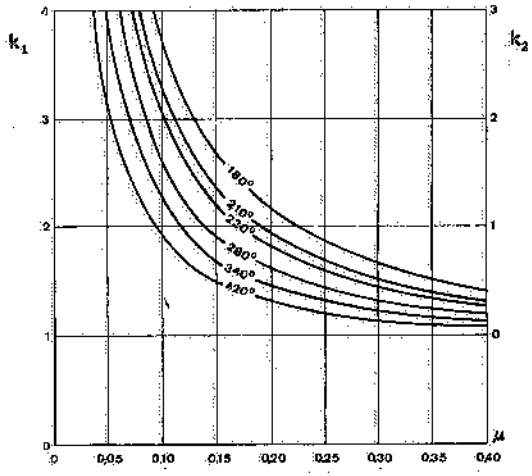


Fig. 22.20 – Valori di k_1 e k_2 in funzione di μ e di α.

Le figg. 22.21, 22.23 e 22.24 forniscono l'andamento qualitativo delle tensioni lungo un nastro trasportatore, rispettivamente nei tre casi seguenti:

- trasportatore a nastro in funzione, in posizione orizzontale, con il materiale disposto sopra, tenditore applicato al tamburo di rinvio (12), scarico in corrispondenza del tamburo motore;
- trasportatore a nastro in funzione, in ascesa, tamburo motore in alto, materiale sopra il nastro, tenditore applicato al tamburo di rinvio, scarico in corrispondenza del tamburo motore;

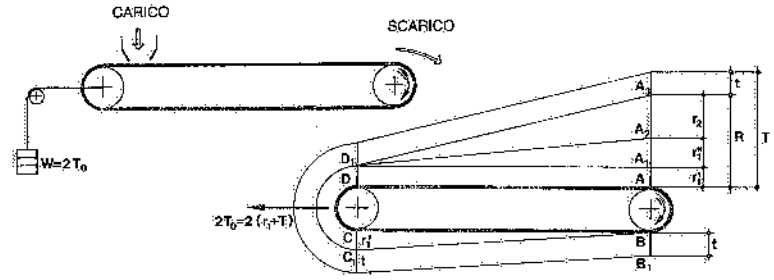


Fig. 22.21 – Grafico delle tensioni in un trasportatore a nastro orizzontale, carico e con tenditore a contrappeso applicato al tamburo di rinvio.

(12) La distribuzione delle tensioni non dipende peraltro dalla posizione del tenditore (figg. 22.21 e 22.22): ciò che varia è la tensione richiesta dal tenditore al limite di aderenza.

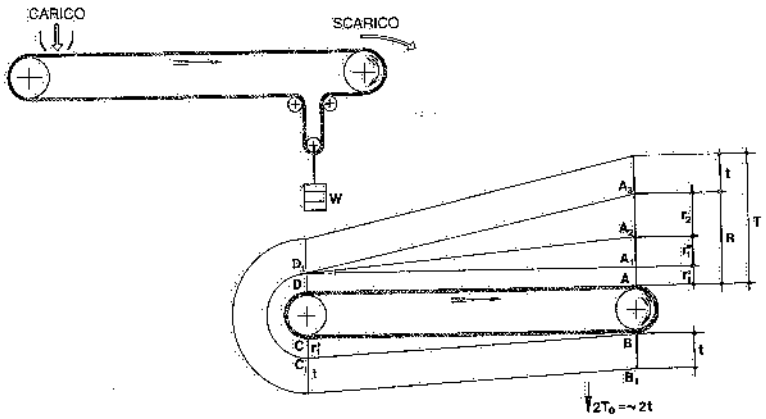


Fig. 22.22 – Grafico delle tensioni in un trasportatore a nastro orizzontale, carico e con tenditore a contrappeso applicato presso il tamburo motore.

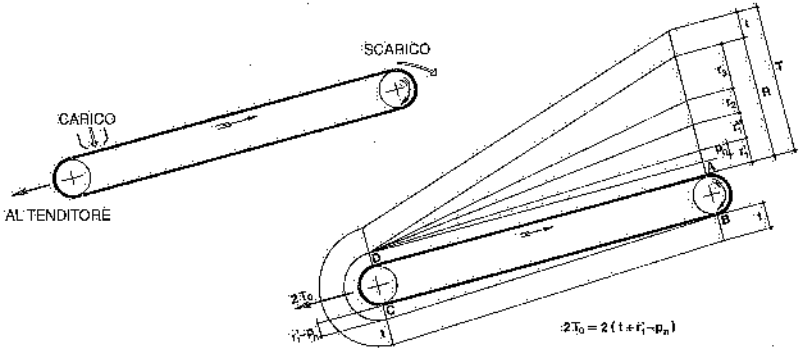


Fig. 22.23 – Grafico delle tensioni in un trasportatore a nastro in ascesa, carico e con tenditore a contrappeso applicato al tamburo di rinvio.

– trasportatore a nastro in funzione, in discesa, tamburo motore in alto, materiale sopra il nastro, tenditore applicato al tamburo di rinvio, scarico in corrispondenza del tamburo di rinvio.

Con riferimento alla fig. 22.21, il grafico delle tensioni si esegue calcolando dapprima i valori di $r_1' - r_1'' - r_2 - R - T - t$; riportando – in una scala prestabilita e perpendicolarmente al nastro – segmenti di valore uguale alle tensioni cui il nastro è sottoposto in alcuni punti significativi; quindi – grazie alla linearità della legge di distribuzione delle tensioni lungo il nastro – congiungendo le estremità di tali segmenti con una retta in corrispondenza dei tratti rettilinei del nastro e con un arco di cerchio in corrispondenza del tamburo di rinvio (il quale non applica sforzi al nastro e quindi non fa variare le tensioni). Più specificatamente, si riportino:

– r_1' (cioè lo sforzo occorrente per muovere le parti mobili del tratto inferiore del nastro) in A e C, congiungendo poi fra di loro gli estremi A_1 e C_1 e quest'ultimo con B;

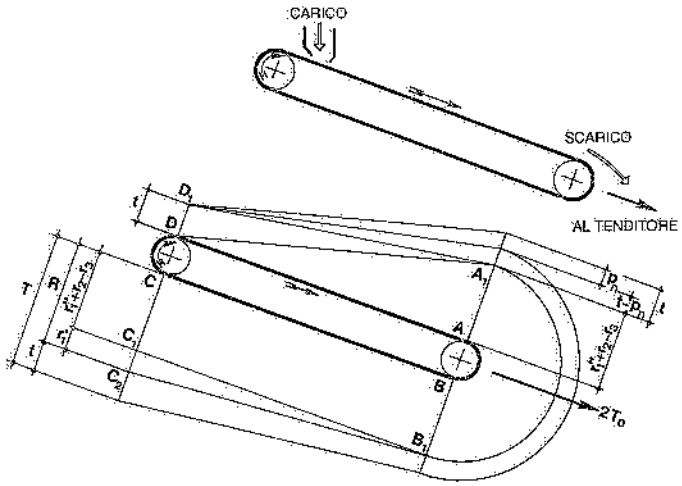


Fig. 22.24 – Grafico delle tensioni in un trasportatore a nastro carico in discesa, con albero motore in alto, scarico del materiale e contrappeso in corrispondenza del tamburo di rinvio.

– r_1'' e r_2 in A (cioè gli sforzi necessari per vincere le resistenze di attrito dovute alle parti mobili del tratto di nastro superiore ed al carico trasportato). Poiché r_1'' e r_2 interessano solo il tratto di nastro superiore, la tensione in tale tratto varierà linearmente da A_3 a D_1. Sappiamo che, nel caso considerato, $r_1' + r_1'' + r_2 = R$. Inoltre, $t = T - R$. Riportato t in B, lo si trasferisca lungo l'intero percorso del nastro trasportatore fino in A, dove si otterrà $r_1' + r_1'' + r_2 + t = T$.

Nel caso della fig. 22.23 si dovrà riportare in A anche lo sforzo r_3 dovuto al sollevamento del materiale. Inoltre, la tensione in corrispondenza della puleggia di rinvio non è più $r_1' + t$, ma risulta minore e cioè $t + (r_1' - p_n)$, in quanto lo sforzo necessario per muovere il tratto inferiore del nastro deve essere diminuito del peso proprio del nastro stesso p_n (l'effetto di tale peso cresce gradualmente da B a C).

Infine, nel caso della fig. 22.24, supposto che occorra ancora applicare al trasportatore una coppia motrice (il che si verifica quando lo sforzo r_3 – corrispondente alla caduta del materiale secondo la componente verticale del moto – è minore della resistenza al moto $r_1'' + r_2$), si riporta in A, B e C lo sforzo

$$r_1'' + r_2 - r_3$$

Quindi si aggiunge – in C_1 – lo sforzo r_1' e si ottiene R. Si congiunge l'estremo C_2 con B_1. In D si riporta la tensione t; in A e B tale tensione si riduce di p_n (peso proprio del nastro), mentre in C assume nuovamente il valore t.

E) Aderenza fra nastro e tamburo

All'atto della definizione del valore di μ, si deve tener conto sia della natura delle superfici che vengono a contatto, sia del tipo di tenditore del nastro: la tab. 22.XIII fornisce i valori di μ in funzione di tali parametri nel caso di tamburi gommati e asciutti. La UNI 8384 fornisce valori di μ assai più articolati.

L'aderenza fra nastro e tamburo può essere aumentata:

1) scegliendo un materiale adatto per il tamburo (o, meglio, per ricoprire la sua superficie esterna);

2) aumentando l'angolo di contatto α;
3) adottando un tenditore a contrappeso (13) atto a mantenere elevata (e costante) la tensione del nastro sia all'avviamento, sia al variare della temperatura e dell'umidità, sia al verificarsi di allungamenti anelastici del nastro stesso.

Il primo miglioramento si ottiene ricoprendo il tamburo motore con gomma (liscia o scanalata) o – meno frequentemente – con ceramica, al fine di aumentare il coefficiente di aderenza fra il nastro ed il tamburo.

Tabella 22.XIII – Coefficiente di attrito in funzione del tipo di tenditore e della natura delle superfici che vengono a contatto.

Tipo di tenditore	Tamburo di lamiera	Tamburo rivestito
a vite	0,20	0,25
a contrappeso	0,30	0,35

L'angolo α può essere aumentato da 180° (angolo di solito adottato nei trasportatori non molto lunghi e con portate limitate) a 210°÷240°, installando un rullo deviatore dopo il tamburo motore (fig. 22.25b). L'impiego di due tamburi motori (collegati da una coppia dentata) consente di aumentare ulteriormente l'angolo di avvolgimento (fig. 22.25c).

Si rileva infine che nei trasportatori a nastro in salita, essendo la testata motrice disposta in alto, si usufruisce – a parità di contrappeso – di un maggiore rapporto di aderenza T/t.

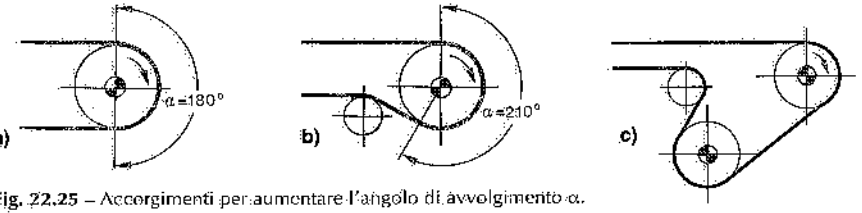


Fig. 22.25 – Accorgimenti per aumentare l'angolo di avvolgimento α.

F) Numero di tele

Determinata la tensione massima T, si può anche calcolare il numero di tele costituenti il nucleo (se il nastro è del tipo a tele; altrimenti si determina il suo spessore):

$$n = \frac{T}{KB} \qquad (22.18)$$

dove:
n = numero di tele del nastro;
K = resistenza dell'unità di larghezza di una tela (14);
B = larghezza del nastro.

La (22.18) mette in evidenza il fatto che la scelta del numero di tele di un nastro dipende dal tipo di tessuto costituente le tele e dalla larghezza del nastro.

Come già detto, il valore di n fornito dalla (22.18) deve essere tale che il nastro non risulti troppo rigido (perché possa piegarsi attorno ai tamburi) e che la tensione minima del nastro (t_{min}) risulti ≥ 50 nB.

La tab. 22.XIV precisa, per condizioni medie di lavoro, il numero di tele minimo e massimo (per nastri concavi in tela e gomma) compatibile con la larghezza del nastro.

Il numero ed il tipo di tele costituenti il nucleo dei nastri trasportatori influenzano la scelta del diametro dei tamburi motori e di rinvio; così pure la tensione del nastro e la funzione cui sono preposti i tamburi stessi.

Tabella 22.XIV – Relazione tra la larghezza ed il numero di tele dei nastri.

Larghezza del nastro mm	Numero di tele	
	minimo	massimo (per nastri concavi)
300	3	4
400	3	4
500	3	5
650	3	7
800	4	8
1000	4	10
1200	5	12

La norma ISO 3684 fornisce i diametri minimi di tre tipi di tamburi per trasportatori a nastro, vale a dire (fig. 22.26):
A. tamburi motori;
B. tamburi di rinvio;
C. tamburi per la deviazione del nastro di angoli < 30°.

I diametri indicati dalla ISO citata tengono anche conto della composizione e dello spessore del nastro.

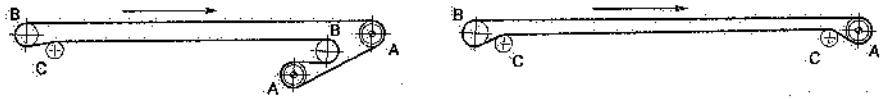


Fig. 22.26 – Tipi di tamburi per trasportatori a nastro.

22.8. TRASPORTATORI A NASTRO SPECIALI

I trasportatori a nastro – come si è detto – possono superare pendenze che dipendono dalle caratteristiche chimico-fisiche del materiale (tab. 22.VIII). Per pendenze superiori, si deve ricorrere ad alcuni particolari accorgimenti come quelli di seguito illustrati oppure ad altri mezzi di trasporto.

Per impieghi specifici sono inoltre realizzati trasportatori a nastro di tipo speciale, alcuni dei quali sono di seguito citati.

a) Trasportatori a nastro con risalti (fig. 22.27)

Sulla copertura superiore del nastro vengono riportati dei risalti (trasversali o a V) aventi lo scopo di trattenere il materiale che tenderebbe a tornare indietro: possono

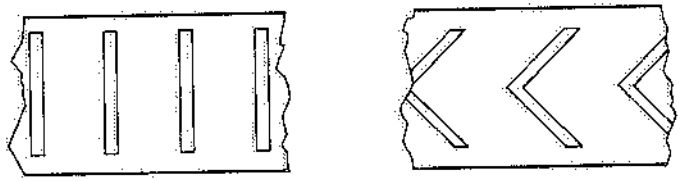


Fig. 22.27 – Trasportatori a nastro con risalti.

(13) L'alternativa ai tenditori a contrappeso è costituita dai tenditori a vite (fig. 22.9), che però richiedono una regolazione periodica della tensione.

(14) I valori massimi indicativi di K variano da 5 a 7 kg_f per cm di larghezza e per tela (ovvero 5÷7 N/mm).

essere stampati direttamente sul nastro o applicati successivamente sul nastro stesso. Al fine di evitare urti ripetuti fra i risalti ed i rulli inferiori di sostegno, si fa appoggiare il nastro scarico su coppie di rulli (anziché su rulli singoli) che lo sostengono lungo i bordi laterali.

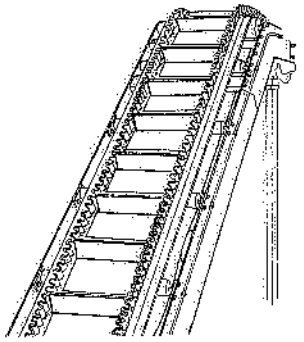


Fig. 22.28 – Trasportatore a nastro con sponde laterali a risvolti e divisioni trasversali.

b) Trasportatori a nastro con traverse o sponde (fig. 22.28)

Se sulla superficie portante del nastro trasportatore si applicano delle sponde a risvolti e delle divisioni trasversali, si possono:

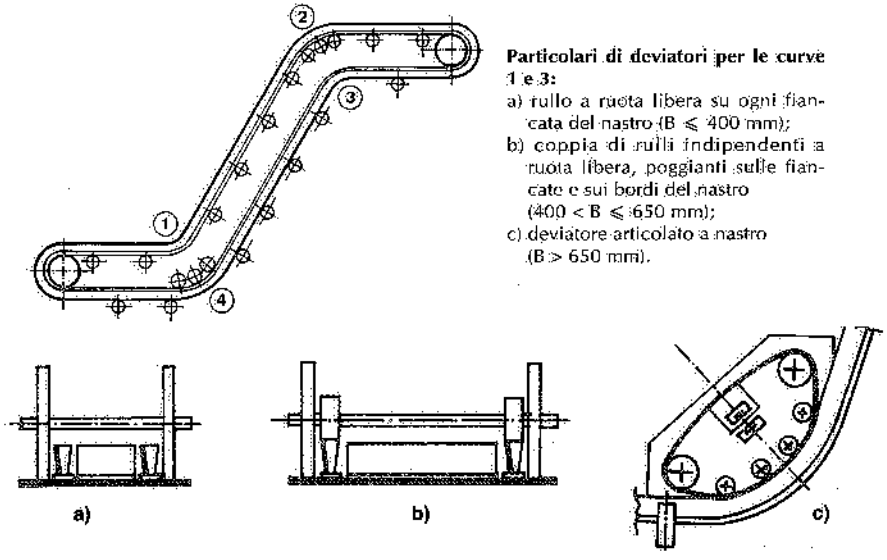
- superare pendenze maggiori che con i normali nastri trasportatori (fino a 45°÷70°);
- far compiere al nastro angoli concavi o convessi.

La fig. 22.29 schematizza un trasportatore a nastro del genere ed alcuni sistemi di rinvio adottati per realizzare le curve contrassegnate con i numeri 1 e 3.

Ovviamente questi trasportatori a nastro sono caratterizzati da portate e velocità minori di quelle realizzabili con i normali trasportatori.

c) Trasportatori a nastro mobili (fig. 22.30)

Per operazioni quali il carico di veicoli, l'accumulo di materiali in depositi e magazzini, i servizi di cantiere, si ricorre sovente a trasportatori a nastro (lunghi pochi metri e dotati di capacità di trasporto relativamente basse) montati su ruote, così da consentire facili spostamenti da un punto all'altro.



Particolari di deviatori per le curve 1 e 3:

a) rullo a ruota libera su ogni fiancata del nastro ($B \leqslant 400$ mm);
b) coppia di rulli indipendenti a ruota libera, poggianti sulle fiancate e sui bordi del nastro ($400 < B \leqslant 650$ mm);
c) deviatore articolato a nastro ($B > 650$ mm).

Fig. 22.29 – Rinvii per le curve concave dei trasportatori a nastro con traverse e sponde.

d) Nastri lanciaterra

Trattasi di dispositivi atti a lanciare materiali in polvere o a pezzatura fine ad una certa distanza dal tamburo motore del nastro. La fig. 22.31 schematizza un trasportatore del genere: il materiale viene caricato in corrispondenza dell'inizio della curva concava del nastro (ottenuta mediante due pulegge che agiscono solo sui bordi del nastro stesso); quando arriva sul tamburo motore il materiale ha una velocità tale da abbandonare il nastro e proseguire secondo una traiettoria che dipende dalla velocità del nastro stesso (pressappoco uguale – all'atto del distacco – a quella del materiale), nonché dall'"angolo di fuga" e dal peso specifico del materiale.

I lanciaterra servono per caricare veicoli, formare mucchi, riempire depositi, ecc.

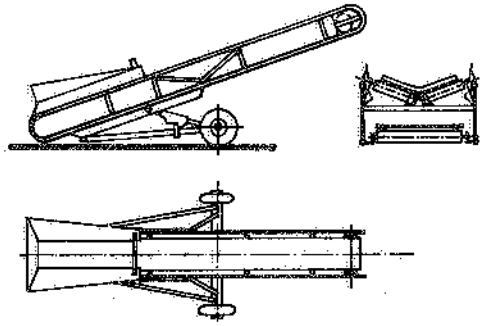


Fig. 22.30 – Trasportatore a nastro mobile.

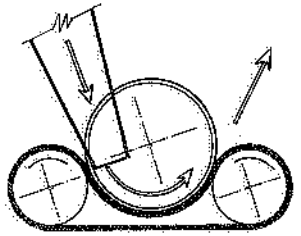


Fig. 22.31 – Nastro lanciaterra.

e) Trasportatori a nastro per bagagli

La fig. 22.32 riguarda un tipo di trasportatore a nastro, adatto per il trasporto – sia in piano che in pendenza – di vari tipi di colli ed in particolare di bagagli: il nastro è costituito da tele in poliestere superiormente ricoperte in PVC, e scorre su un piano di lamiera zincata. Il ramo di ritorno del nastro scorre su rulli, anch'essi sostenuti – come il soprastante piano di scorrimento del nastro – da una struttura portante in lamiera piegata. La velocità di trasporto, fissa o variabile, può arrivare fino a 1 m/s.

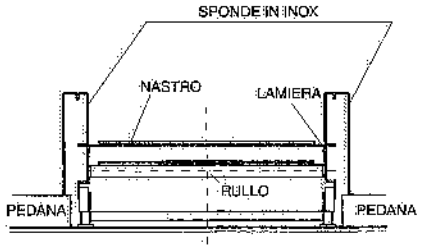


Fig. 22.32 – Trasportatore a nastro per bagagli.

f) Separatori magnetici

Quando il materiale trasportato contiene parti ferrose e queste devono essere estratte, viene adottato uno dei seguenti sistemi:

- si installa, in prossimità della testata motrice del trasportatore a nastro (fig. 22.33a) oppure in posizione pressoché perpendicolare al trasportatore stesso (fig. 22.33b), un trasportatore a nastro ausiliario avente un separatore magnetico incorporato fra il tratto di nastro superiore e quello inferiore: il materiale ferroso, attratto dal separatore magnetico, aderisce al nastro trasportatore sovrastante che provvede ad allontanarlo quanto occorre perché il materiale stesso cada in apposito contenitore di raccolta;

– si installano separatori magnetici all'interno del tamburo motore del trasportatore a nastro (fig. 22.33c).

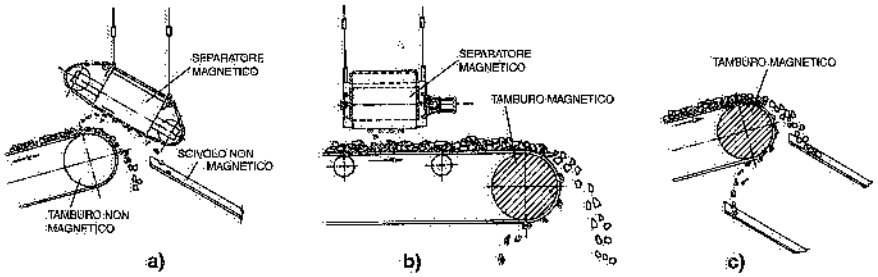


Fig. 22.33 – Separatori magnetici.

Le UNI ISO 1819 e 7149 specificano le regole di sicurezza per tutti i tipi di trasportatori a nastro, esplicitando le direttive del D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547.

Ulteriori indicazioni si trovano sulle EN 619 e 620.

22.9. BIBLIOGRAFIA

W. Hudson, *Conveyors and related equipment*, New York, John Wiley e Sons.
H. Bolz, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.
G. Hagemann e H. Eckert, *Bandstraßen im Baubetrieb*, Berlino, Springer Verlag.
P. Biaggi, *Les convoyeurs a courroles caoutchoutées*, Parigi, Dunod.
Ci-Go – Link-Belt – Movim – Pirelli – Rulli Rulmeca – Sandvik – Scholtz – Trastecnica, *Documentazione tecnica*.

23. Elevatori

23.1. ELEVATORI A TAZZE

Gli elevatori a tazze sono trasportatori continui impiegati per sollevare materiali sciolti o alla rinfusa nei casi in cui il dislivello da superare o lo spazio disponibile non consentono l'impiego di trasportatori a nastro.

La fig. 23.1 illustra schematicamente alcuni tipi di elevatori a tazze: il carico delle tazze avviene alla base dell'elevatore (1); lo scarico all'estremità superiore opposta a quella di carico.

Si hanno elevatori disposti verticalmente, altri inclinati rispetto alla verticale. Le tazze possono essere disposte l'una vicina all'altra oppure a distanze variabili da caso a caso. In genere, esse sono costruite in lamiera oppure ottenute di fusione in acciaio o in leghe leggere. La fig. 23.2 riporta alcuni tipi di tazze.

Si distingue ancora fra tazze fissate a catene (una o due, a seconda dei casi) oppure a nastri trasportatori (fig. 23.3): gli uni e le altre ruotano attorno ad una puleggia o tamburo motore superiore e ad una puleggia o tamburo di rinvio inferiore.

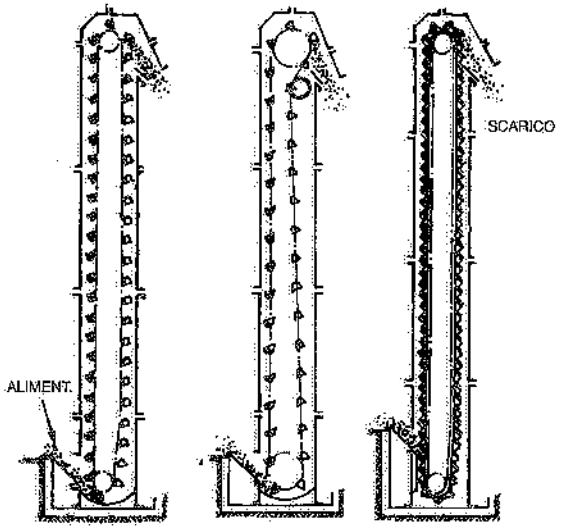


Fig. 23.1 – Alcuni tipi di elevatori a tazze.

(1) Il carico può avvenire in parte direttamente dallo scivolo di alimentazione, in parte dalla fossa sottostante la testata di rinvio.

La velocità normalmente adottata per gli elevatori con le tazze montate su catene arriva fino a 1 m/s, mentre quella degli elevatori a nastro può raggiungere i 2 m/s.

Il tipo di fissaggio delle tazze (su catene o su nastro) e la conseguente velocità dell'elevatore influiscono, oltre che sulla potenzialità di trasporto, anche sulle modalità di scarico del materiale contenuto nelle tazze: tale scarico può infatti avvenire per prevalente azione della gravità oppure della forza centrifuga.

Esaminiamo, sia pure in forma schematica, ciò che avviene in corrispondenza della testata superiore (fig. 23.4), trascurando per

FORMA	PIATTE	SEMIPIATTE	SEMIPROFONDE	PROFONDE CON DORSO DIRITTO	PROFONDE CON DORSO CURVATO
DISEGNO					
MATERIALI	LEGGERI E POLVERULENTI	LEGGERI GRANULOSI	APPICCICOSI	PESANTI E POLVERULENTI	LEGGERI E SCIVOLOSI
ESEMPI	FARINA POLVERI	CEREALI SEMI OLEOSI	ZUCCHERO GREZZO CARBONE FINO	SABBIA CEMENTO CARBONE	CENERI

Fig. 23.2 – Tazze per elevatori (DIN 15230).

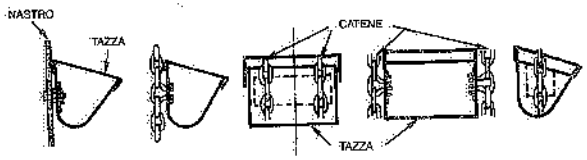


Fig. 23.3 – Modalità di fissaggio delle tazze ai nastri ed alle catene.

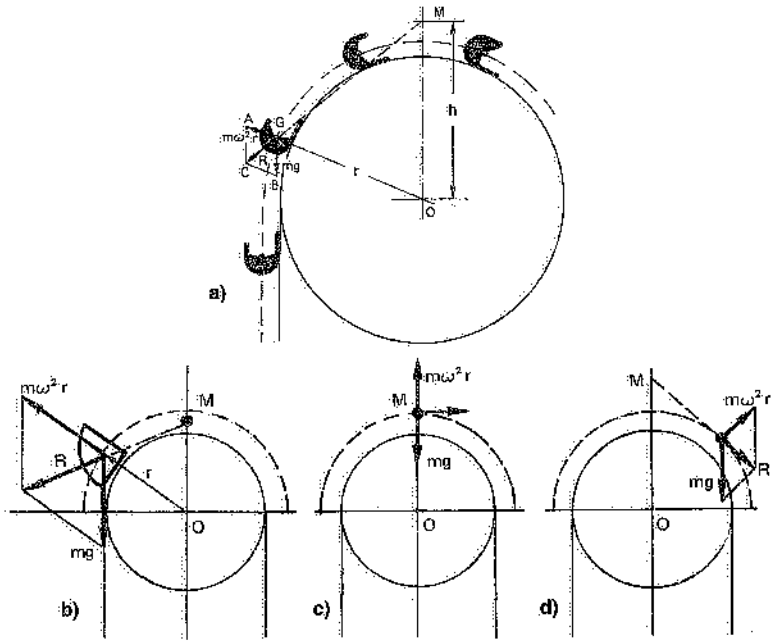


Fig. 23.4 – Forze che entrano in gioco in corrispondenza della testata motrice di un elevatore a tazze.

semplicità l'effetto dell'attrito interno del materiale e dell'attrito fra il materiale e le tazze.

La linea tratteggiata di fig. 23.4a rappresenti la traiettoria del baricentro G del materiale contenuto in una tazza e sottoposto a due forze: quella di gravità (mg) e quella centrifuga ($m\omega^2 r$). Sia R la risultante di tali forze e M il punto di incontro del suo prolungamento con l'asse verticale.

Considerando i due triangoli simili OMG e ACG, risulta

$$\frac{OM}{mg} = \frac{r}{m\omega^2 r}$$

ossia

$$OM = \frac{g}{\omega^2} \tag{23.1}$$

Conseguentemente, si deduce che:

- se la velocità angolare è molto grande, e quindi $OM < r$ (fig. 23.4b), la risultante R tende ad avvicinarsi alla direzione della forza centrifuga: pertanto, il materiale si sposta verso il lembo esterno della tazza e potrebbe anche uscire dalla stessa prima del tempo (2);
- se la velocità angolare diminuisce fino a che risulti approssimativamente $OM = r$, si ha equilibrio alla sommità ed il materiale tende a scaricarsi secondo la tangente per effetto della sua velocità (fig. 23.4c);
- se la velocità angolare diminuisce ancora (e quindi $OM > r$), il materiale si scarica dopo che la tazza ha oltrepassato la sommità dell'elevatore (fig. 23.4d) (3).

A partire dal punto di distacco, il materiale segue una traiettoria parabolica la cui equazione, con riferimento alla fig. 23.5 ed agli assi coordinati x e y in essa indicati, è

$$y = \frac{x^2}{2 r \operatorname{sen}\alpha} \tag{23.2}$$

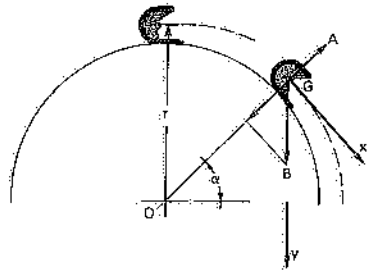


Fig. 23.5 – Determinazione della traiettoria di una particella di materiale scaricantesi da una tazza.

La conoscenza di tale traiettoria consente di verificare che il materiale non urti contro il dorso della tazza precedente (ne deriva un vincolo per il passo delle tazze) e serve di guida per la definizione del profilo del canale di scarico del materiale (4).

In genere, lo scarico degli elevatori a nastro (più veloci) avviene per effetto prevalente della forza centrifuga. Negli elevatori a catene (più lenti) prevale invece l'effetto della forza di gravità; ragione per cui essi sono sovente installati in posizione inclinata, al fine di evitare ricadute di materiale.

(2) All'atto della scelta della forma delle tazze si deve pertanto tenere conto di tale evenienza.

(3) Al limite, per velocità angolari molto piccole, il materiale cade sulla parte esterna della tazza precedente, che lo devia su uno scivolo di scarico; una parte del materiale, però, può ricadere alla base del trasportatore.

(4) L'intero convogliatore è in genere racchiuso mediante pareti in lamiera bullonata, aventi lo scopo di evitare disperdimenti di polvere all'esterno. Su tale chiusura sono ricavate due aperture, opportunamente sagomate: una per il carico e l'altra per lo scarico del materiale (fig. 23.6).

Per disporre verticalmente gli elevatori a catene, le tazze devono essere fissate alle catene sui lati. Solo a tale condizione, infatti, risulta possibile adottare l'accorgimento di cui alla fig. 23.7: un deviatore, installato in posizione sottostante la testata motrice, consente di raccogliere tutto il materiale su uno scivolo.

Gli elevatori a catene sono adatti per trasporti gravosi (minerali pesanti o in grosse pezzature), mentre gli elevatori a nastro sono impiegati per materiali leggeri o polverulenti o a piccola granulometria.

Il calcolo di un elevatore a tazze si effettua in base ai seguenti dati:
- potenzialità richiesta Q;
- caratteristiche chimico-fisiche del materiale da sollevare.

Noti tali elementi, si scelgono il tipo di tazze, la relativa distanza d e la velocità V dell'elevatore. Restano così definiti il peso P ed il volume C di materiale mediamente contenuto in una tazza: in genere, tanto P quanto C rappresentano rispettivamente una quota parte del peso e del volume costituenti la capacità nominale di una tazza e cioè, approssimativamente:
80% nel caso di materiale fine e scorrevole;
70% nel caso di materiale pesante e poco scorrevole;
35% per materiali non scorrevoli e viscosi.

Sarà, indicando con γ il peso specifico del materiale, con d il passo fra le tazze e con φ il coefficiente di riempimento medio delle tazze:

$$Q = k\varphi\frac{P}{d}V = k\varphi\frac{C}{d}\gamma V \qquad (23.3)$$

dove k è una costante che dipende dalle unità di misura adottate.

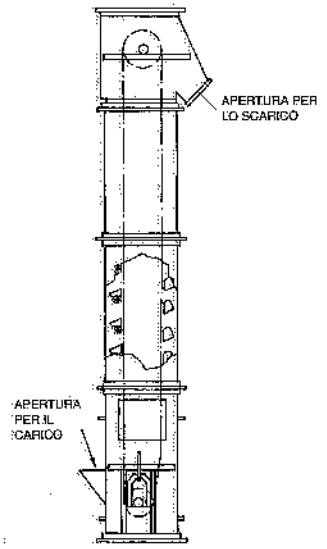


Fig. 23.6 – Elevatore a tazze con chiusura in lamiera.

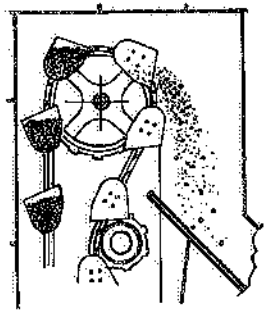


Fig. 23.7 – Deviatore per consentire lo scarico a gravità di un elevatore a tazze montate su catene.

Lo sforzo massimo cui sono sottoposte le catene od il nastro traenti risulta dalla somma di:
- peso lordo delle tazze in ascesa comprese nell'altezza H misurata fra gli assi dei tamburi terminali;
- peso delle catene o del nastro nel tratto di sollevamento;
- attriti (si considerano pari al 5% dei pesi di cui sopra);
- sforzo di tensione necessario per garantire l'appoggio della puleggia inferiore;
- sforzo di riempimento delle tazze: deve tener conto della eventualità che il materiale da trasportare o qualche corpo estraneo si incastri fra le tazze e la struttura esterna (a titolo indicativo ed in base a rilievi sperimentali, se Q è espresso in t_f/h, lo sforzo di riempimento si può assumere pari a circa 1,4 Q kg_f).

La potenza assorbita dal motore si ottiene considerando prudenzialmente che le tazze in ascesa siano tutte piene. Lo sforzo motore F da considerare nel calcolo di tale potenza comprende allora:
- il carico utile in salita: HP/d;
- gli attriti, valutati come già si è detto per lo sforzo di trazione;
- lo sforzo di riempimento ($\approx$ 1,4 Q, con Q in t_f/h).

Se V è la velocità dell'elevatore (m/s) ed η il rendimento del gruppo motore, risulta

$$P_a = \frac{F \cdot V}{102 \cdot \eta} = \frac{F^* V}{1000\,\eta} \quad (kW) \qquad (23.4)$$

dove F è espresso in kg_f e F^* in N.

23.2. TRASPORTATORI-ELEVATORI A TAZZE ROTANTI O FISSE

I trasportatori a *tazze rotanti* consentono (fig. 23.8) la movimentazione di materiali sciolti in direzioni verticali e orizzontali: due catene sopportano, ad intervalli prestabiliti, delle tazze aventi la possibilità di ruotare in corrispondenza del punto di scarico grazie ad un apposito dispositivo di rovesciamento.

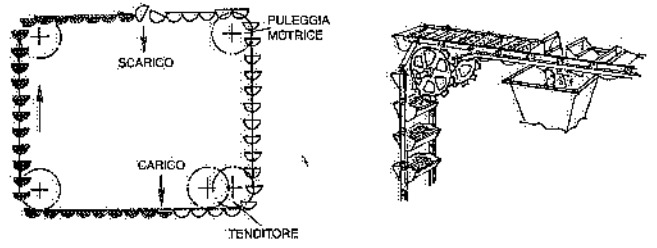


Fig. 23.8 – Trasportatore-elevatore a tazze rotanti.

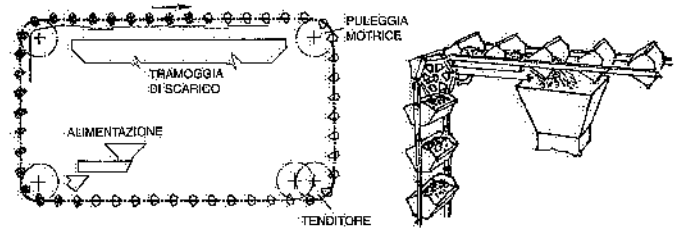


Fig. 23.9 – Trasportatore-elevatore a tazze fisse.

Poiché i trasportatori-elevatori a tazze rotanti sono pesanti e costosi, essi sono sovente sostituiti da tipi a *tazze fisse* (fig. 23.9), nei quali anche il carico e lo scarico risultano più facili. I trasportatori-elevatori a tazze fisse funzionano come i normali elevatori a tazze nei tratti verticali e come trasportatori a palette raschianti nei tratti orizzontali.

23.3. ELEVATORI A BILANCINI

Gli elevatori a bilancini (fig. 23.10), denominati anche *paternoster*, consistono in:
- due catene (o, in alcuni casi, due funi);
- una coppia di ruote superiori ed una di ruote inferiori;
- una serie di ripiani (bilancini) sopportanti i materiali da movimentare;
- un gruppo motore, generalmente sistemato in alto.

Sono impiegati per materiali aventi peso e/o dimensioni tali da non consentire

l'utilizzo di elevatori a tazze (5); d'altra parte, gli elevatori in esame sostituiscono i montacarichi nei casi in cui la frequenza delle movimentazioni esclude l'impiego di questi ultimi.

I bilancini possono avere forme diverse, in relazione al carico da trasportare (fig. 23.11). In genere, essi sono applicati a delle traversine collegate alle due catene (o funi) ad intervalli costanti. Il carico e lo scarico dei materiali viene effettuato a mano o automaticamente, mediante appositi dispositivi (fig. 23.12). Carico e scarico possono avvenire a piani diversi oppure allo stesso piano.

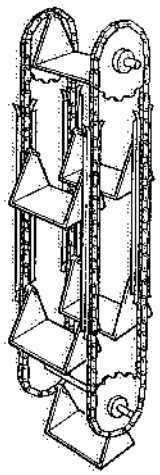


Fig. 23.10 – Elevatore a bilancini.

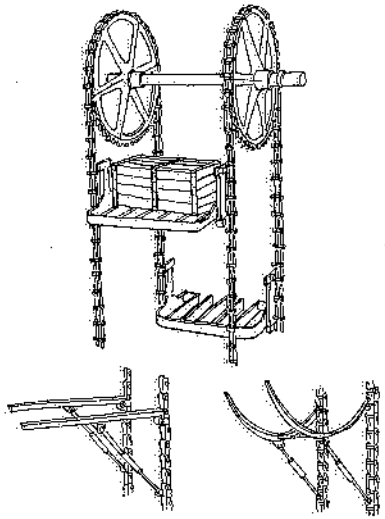


Fig. 23.11 – Alcuni tipi di bilancini.

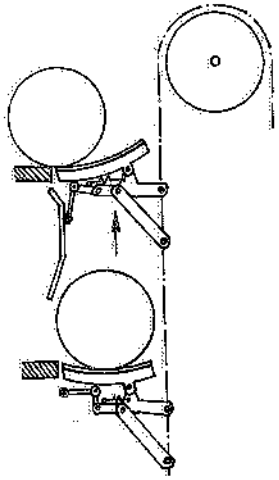


Fig. 23.12 – Elevatore a bilancini con scarico automatico.

Un impiego interessante degli elevatori a bilancini è quello che prevede il carico automatico dei bilancini a valle di una operazione produttiva: in tal modo, l'elevatore viene a costituire un magazzino-polmone prima delle successive lavorazioni; e poiché tale magazzino interoperazionale si sviluppa in altezza, l'area dell'officina occupata dai materiali risulta minore di quella richiesta da una sistemazione planimetrica dei materiali stessi.

Gli elevatori in esame vengono anche installati dentro forni di cottura o altri impianti di trattamento termico.

La velocità degli elevatori a bilancini varia fra i 6 ed i 15 m/min, in rapporto inverso all'aumento di peso dei carichi: mediamente 10 m/min. La potenzialità di trasporto è assai variabile, anche in relazione al sistema di carico e scarico (manuale o meccanizzato). Essa è data dalla

$$Q = kp\frac{P\cdot V}{d} \qquad (23.5)$$

(5) Gli elevatori a bilancini risultano particolarmente adatti per l'alimentazione continua, in direzione verticale, di cassette, scatole, colli e così via.

dove:

Q = potenzialità dell'impianto;
k = costante che dipende dalle unità di misura adottate;
P = peso trasportato da ogni bilancino;
V = velocità dell'elevatore;
d = passo fra i bilancini (6);
p = coefficiente di utilizzazione media dei bilancini (≤ 1).

Lo sforzo sulle catene traenti si calcola come già si è visto per gli elevatori a tazze.

Anche in questo caso la potenza assorbita risulta pari a

$$P_a = \frac{F\cdot V}{102\cdot\eta} = \frac{F^*\cdot V}{1000\,\eta} \quad (kW) \qquad (23.6)$$

con F in kg_f, F* in N, V in m/s.

23.4. ELEVATORI SPECIALI

La fig. 23.13 illustra versioni diverse di un particolare tipo di elevatore, noto anche come *verti-veyor*, *lift-veyor* o *escaveyor*. Esso risulta adatto al sollevamento continuo di scatole, cassette, colli, contenitori, sacchi.

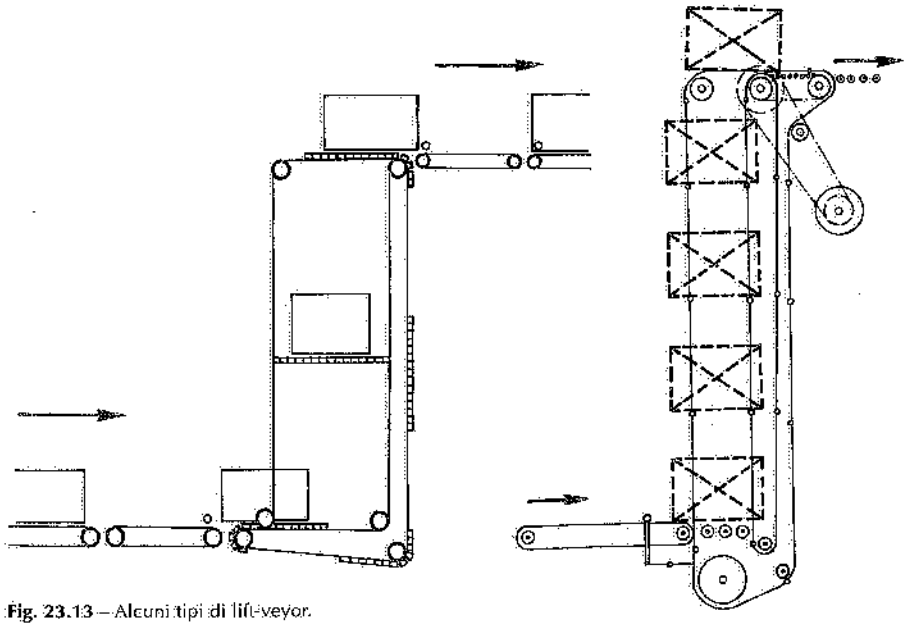


Fig. 23.13 – Alcuni tipi di lift-veyor.

(6) La distanza fra i bilancini può anche dipendere dal tempo di carico o di scarico degli stessi: infatti, a parità di V, essa deve essere tale che nel tempo t = d/V sia possibile eseguire l'operazione di carico e/o di scarico.

Un trasportatore a rulli o a nastro alimenta i colli su ripiani mobili dell'elevatore, costituiti da tapparelle avvolgibili; queste, giunte nella posizione più alta, trasferiscono il carico su un altro trasportatore e – invertito il moto da orizzontale a verticale – ritornano nella posizione di carico inferiore.

Con i verti-veyor possono essere effettuati trasporti in salita, in discesa o nei due sensi di marcia. La distanza fra i ripiani dipende ovviamente dalle dimensioni del carico più ingombrante da trasportare.

La potenzialità di trasporto può arrivare fino a 8÷10 colli o unità di carico al minuto, aventi un peso unitario non superiore a 2000 kg_f (normalmente di poche centinaia di chilogrammi).

L'impiego di elevatori del genere consente, fra l'altro, realizzazioni particolari, come quelle illustrate in fig. 23.14.

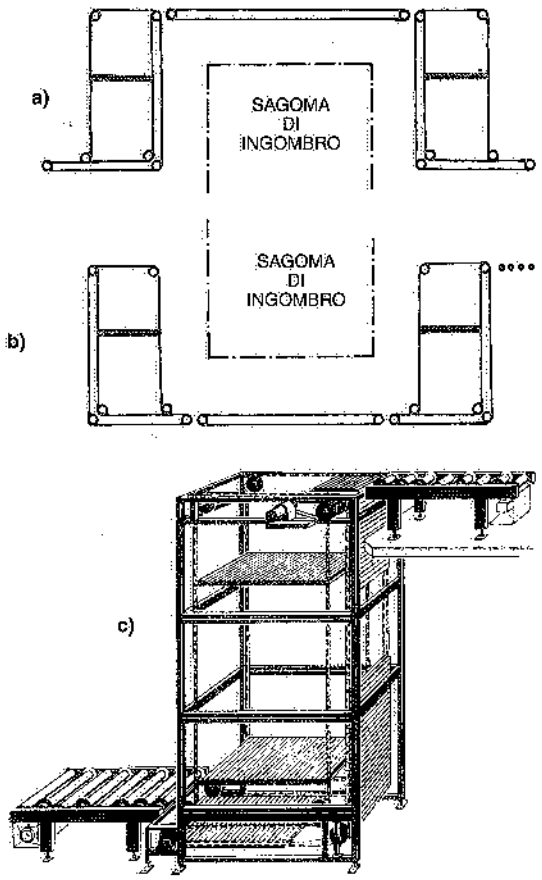


Fig. 23.14 – Possibili impieghi di lift-veyor: a) per realizzare un sovrappassaggio; b) per sottopassare un ostacolo; c) un esempio di verti-veyor.

Alcuni tipi di elevatori, funzionanti in discontinuo, provvedono a sollevare ed abbassare verticalmente i carichi ad altezze prestabilite mediante una apposita piattaforma mossa da catene motorizzate (fig. 23.15). Tale piattaforma è di solito dotata di rulli o catene che provvedono al carico ed allo scarico automatico dei materiali trasportati.

23.5. SICUREZZE

I vari tipi di trasportatori considerati in questo capitolo, come – del resto – tutte le apparecchiature di movimentazione continua, devono soddisfare le vigenti norme per la prevenzione degli infortuni. Oltre al D.P.R.. 27 aprile 1955, . 547, si citano – in particolare – le norme UNI-ISO 1819-7149 e le EN 618-619, che prescrivono regole di sicurezza relative alla costruzione, installazione, utilizzo e manutenzione dei trasportatori continui.

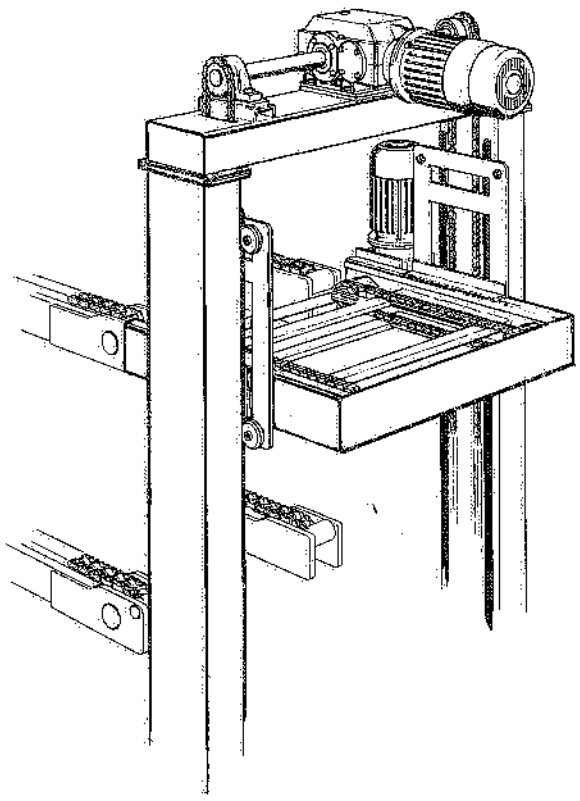
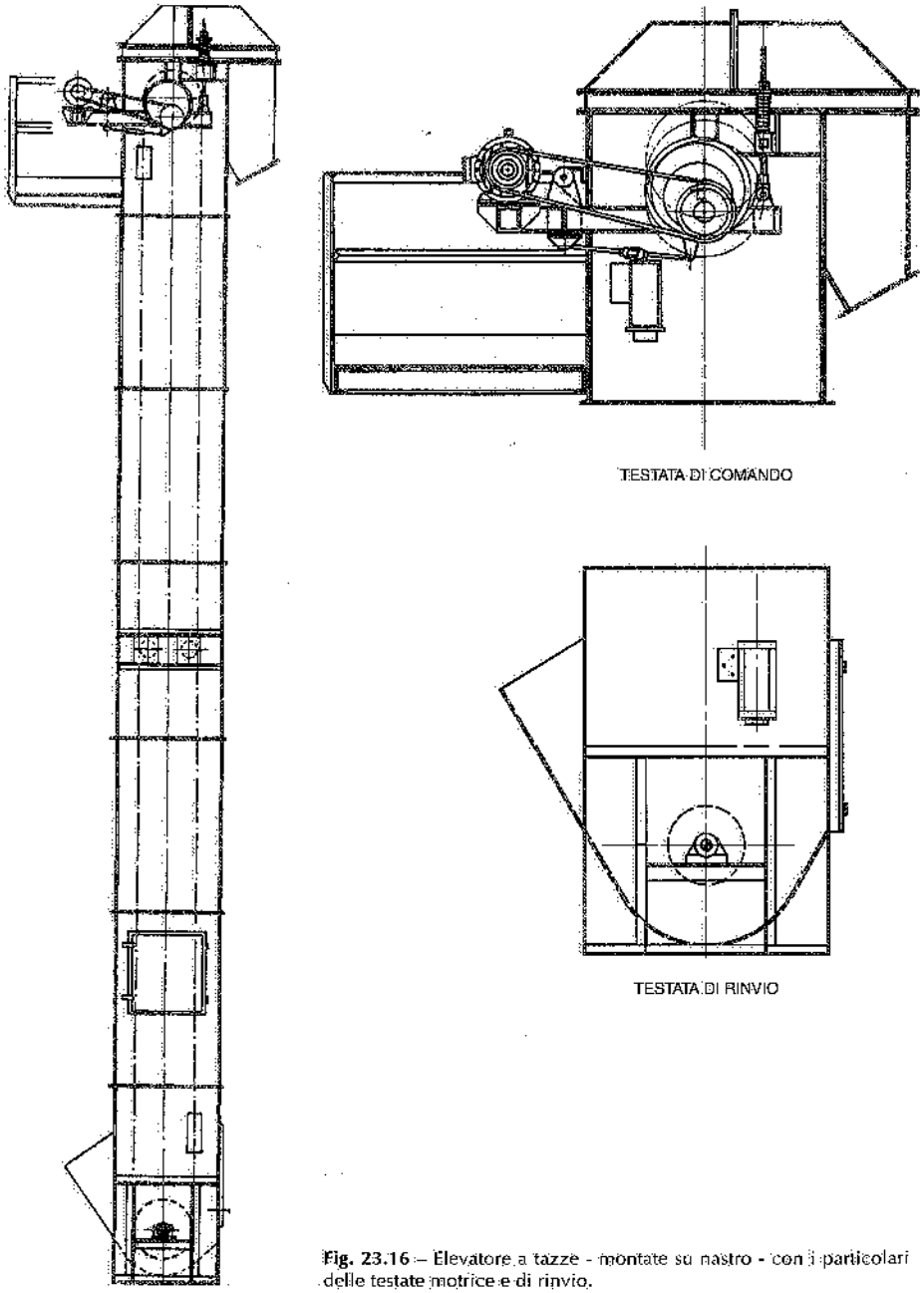


Fig. 23.15 – Elevatore-discensore per il prelievo ed il trasferimento dei carichi fra due o più piani.

23.6. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
W. Hudson, *Conveyors and related equipment*, New York, John Ziley e Sons.
G. Salzer, *Stetigförderer*, Mainz, Krausskopf Verlag.
Link-Belt, *Materials Handling and Processing Equipment, U.S.A.*



TESTATA DI COMANDO

TESTATA DI RINVIO

Fig. 23.16 – Elevatore a tazze - montate su nastro - con i particolari delle testate motrice e di rinvio.

24. Trasportatori a catena

24.1. CLASSIFICAZIONE

I sistemi di trasporto cosiddetti a catena sono caratterizzati dal fatto che una o due catene traenti assicurano l'avanzamento del materiale, il quale è sopportato da appositi elementi portanti (bilancelle, carrelli, piastre, ecc.). I trasportatori in esame comprendono, fra gli altri, i seguenti tipi di trasportatori continui:

- convogliatori aerei monorotaia e birotaia;
- convogliatori a carrelli con catena traente sovrastante il piano pavimento oppure sottostante il piano pavimento o, ancora, aerea;
- trasportatori a piastre o apron;
- trasportatori a tapparelle.

24.2. CONVOGLIATORI AEREI

I convogliatori aerei, detti anche a bilancini, si suddividono in due tipi fondamentali: *monorotaia* e *birotaia*.

1) Monorotaia (fig. 24.1)

Una catena traente compie un circuito chiuso e trascina dei carrellini scorrevoli (*trolley*) sopra una via di corsa costituita da un profilato IPN o di tipo speciale (fig. 24.2). Ai carrelli sono sospesi ganci, ripiani, cestelli, ecc. – correntemente denominati bilancelle (fig. 24.3) – i quali hanno la funzione di sopportare il carico.

I convogliatori aerei sono in grado di superare dislivelli: ciò ovviamente richiede la presenza di curve nei piani verticali. Se il dislivello da superare è limitato, può essere sufficiente prevedere una curva e una controcurva; in caso contrario, fra la curva e la controcurva occorre anche un tratto rettilineo di convogliatore (fig. 24.4). L'inclinazione di tale tratto è sovente di 45° o 30° (1).

La fig. 24.6 fornisce formule e valori utili per definire le curve nel piano verticale.

(1) Si adottano anche inclinazioni diverse, fino al caso limite di tragitti verticali (fig. 24.5), purché i carichi da movimentare non superino i 50 kg_f per gancio.

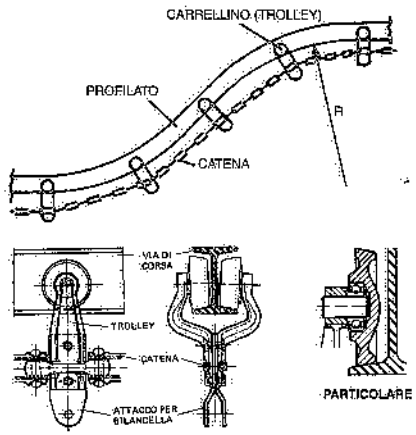


Fig. 24.1 – Convogliatore aereo monorotaia.

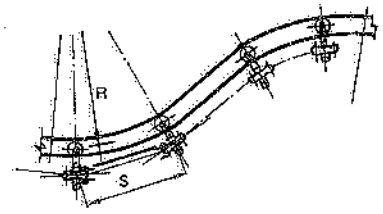


Fig. 24.4 – Tratto di convogliatore aereo in salita (curva, controcurva e tratto rettilineo interposto).

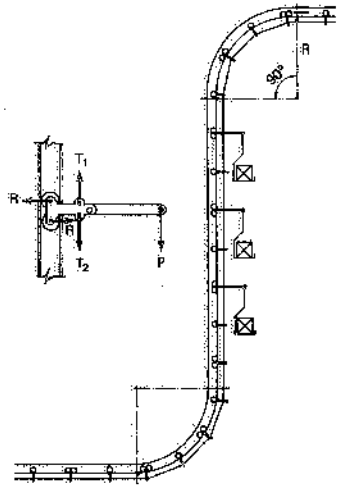


Fig. 24.5 – Convogliatore aereo atto a percorrere tratti di percorso in verticale.

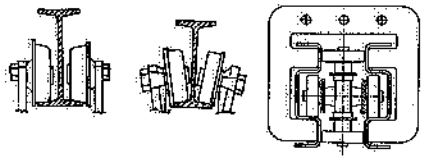


Fig. 24.2 – Vie di corsa per convogliatori aerei monorotaia: in profilati INP e in lamiera sagomata a freddo.

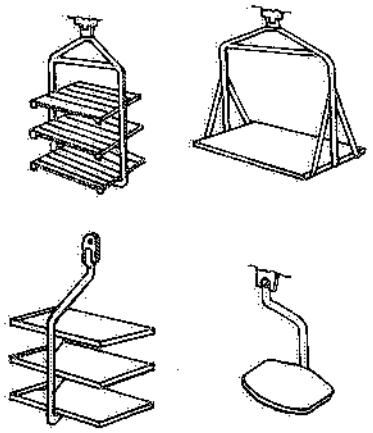


Fig. 24.3 – Esempi di bilancelle per convogliatori aerei.

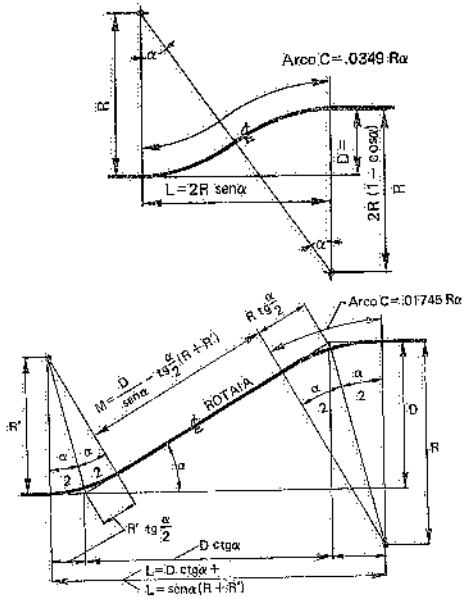


Fig. 24.6 – Diagrammi e formule per le curve verticali di un convogliatore aereo.

Allo stesso fine, sono utilizzabili procedimenti grafici.

Nel piano orizzontale i cambiamenti di direzione della catena sono realizzati mediante ruote oppure – nel caso di raggi di curvatura maggiori di 0,5 m o di un qualsiasi ostacolo che impedisca l'installazione delle ruote – da rulli ad asse verticale affiancati fra di loro (fig. 24.7).

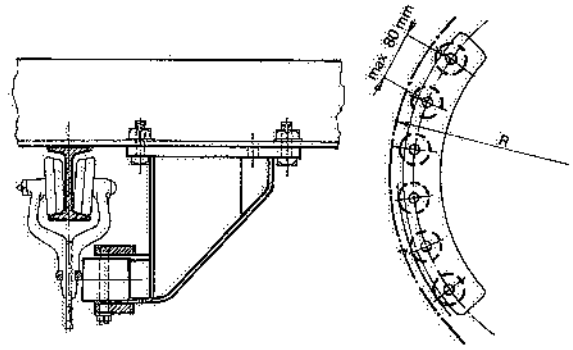


Fig. 24.7 – Particolare di una curva di un convogliatore aereo.

Le dimensioni di ingombro dei carichi, considerate in corrispondenza delle curve e dei tratti in pendenza, determinano il passo minimo fra un carrello e l'altro. La fig. 24.8 illustra come si determina – graficamente – il passo minimo fra i carichi in un piano verticale, non-

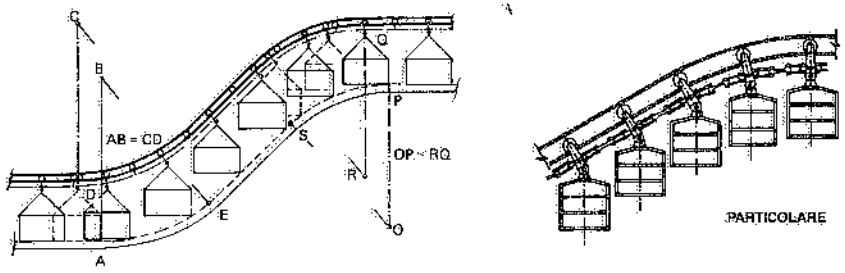


Fig. 24.8 – Determinazione del passo minimo fra i carichi e del profilo di ingombro di un convogliatore aereo monorotaia in pendenza.

ché il franco minimo da lasciare sotto i carichi stessi nei confronti di eventuali ostacoli fissi: si individuano anzitutto i punti A e P all'estremità inferiore e superiore del convogliatore in corrispondenza dei quali i carrellini cominciano a cambiare direzione. Quindi, con raggio BA = CD e raggio OP = RQ, si tracciano gli archi AE e PS e si congiunge E con S, ricavando la linea di franco AESP (2).

La fig. 24.10 evidenzia invece come si possa determinare, nel caso di una curva nel piano orizzontale e per un dato ingombro dei carichi trasportati, il franco da pre-

(2) Nelle curve verticali, la catena determina un carico addizionale sui trolley (e quindi sulla via di corsa), tanto maggiore quanto minore è il raggio delle curve. La fig. 24.9 evidenzia la modalità di valutazione del sovraccarico. Siano:
P = la tensione della catena (kg$_f$);
S = l'interasse fra i trolley;
R = il raggio di curvatura dell'asse della catena (facilmente deducibile dal raggio del profilato).
Il sovraccarico W vale W = PS/R.
Il carico gravante sui trolley si assume prudenzialmente pari a Q + W, essendo Q il peso lordo massimo sopportato dal carrello.

vedere fra i carichi (e quindi l'interasse S fra i carrellini), nonché quello fra i carichi stessi e gli ingombri esterni: nel caso di carichi sopportati da un solo trolley, il raggio R deve essere maggiore del passo S; se il carico è sospeso a due carrellini, l'ingombro verso l'esterno della curva diminuisce; per contro, risulta maggiore verso l'interno (ragione per cui occorre aumentare la distanza fra i carichi).

La fig. 24.11 mette in evidenza l'opportunità di prevedere, fra una curva orizzontale e una curva verticale immediatamente successiva (o precedente), un tratto rettilineo di rotaia almeno pari a 1,5 volte l'interasse fra i carrelli.

Quando la potenzialità o le esigenze del trasporto sono tali che la distanza fra i trolley risulta maggiore del passo minimo individuato come dianzi indicato, si devono eventualmente prevedere dei carrellini intermedi fra quelli che portano i carichi, aventi lo scopo di sostenere la catena e impedire che essa formi una catenaria troppo marcata.

La catena dei convogliatori aerei è di solito scelta fra i tipi raffigurati in fig. 24.12.

Il moto della catena è provocato da una ruota dentata (fig. 24.13) o, più spesso, da un gruppo di comando dotato di catena di trascinamento con denti che ingranano nella catena del convogliatore: quest'ultimo tipo di comando (fig. 24.14) è sovente denominato, nel linguaggio corrente, *caterpillar* e presenta i seguenti vantaggi: maggiore flessibilità di installazione e utilizzo di un riduttore avente un momento torcente inferiore – a parità di sforzo o tiro della catena – rispetto ai gruppi con comando a ruota. Sono inoltre disponibili gruppi caterpillar "flottanti", che consentono cioè di smorzare gli urti grazie ad un apposito sistema a molle.

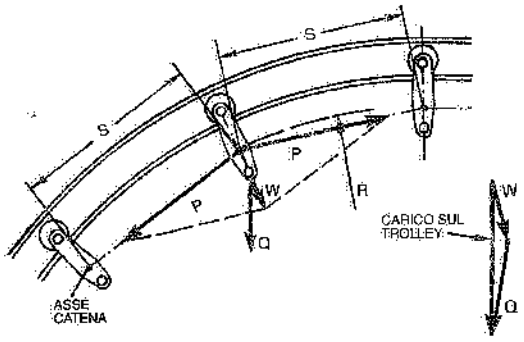


Fig. 24.9 – Valutazione del sovraccarico indotto nelle curve verticali.

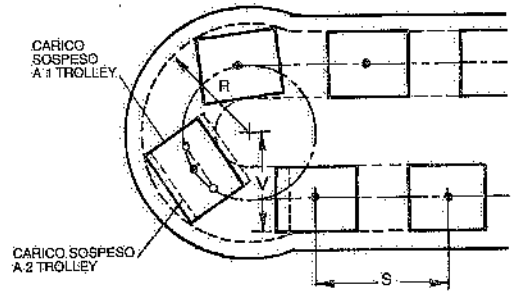


Fig. 24.10 – Determinazione dell'ingombro in pianta e del passo minimo fra i carichi di un convogliatore aereo monorotaia in corrispondenza di una curva.

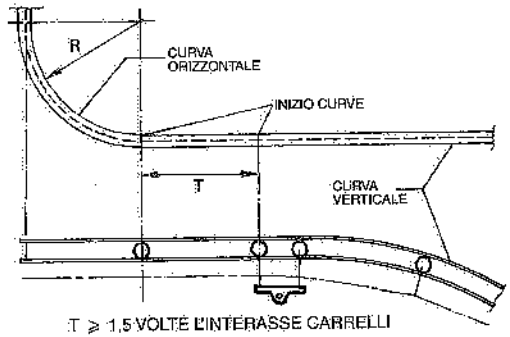


Fig. 24.11 – Fra due curve di un convogliatore aereo è opportuno prevedere un tratto rettilineo di via di corsa.

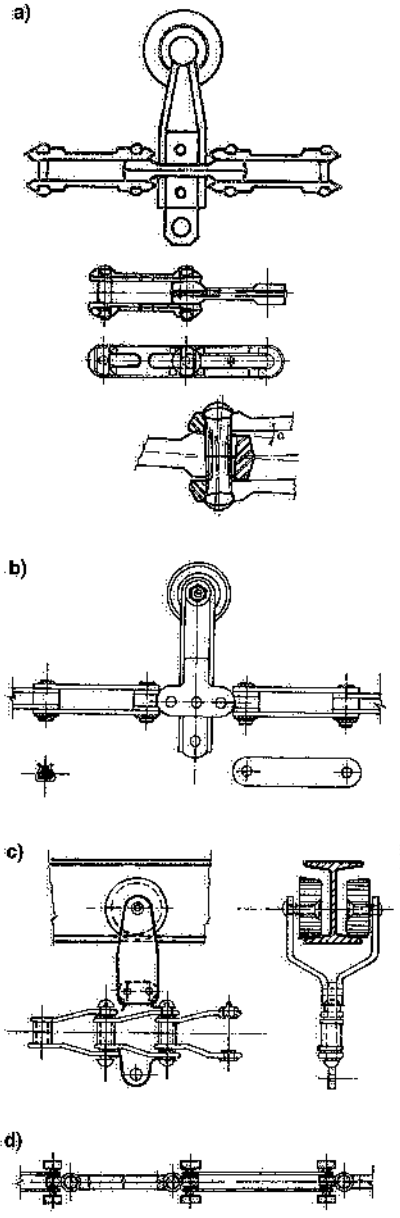


Fig. 24.12 – Tipi di catene per convogliatori aerei.

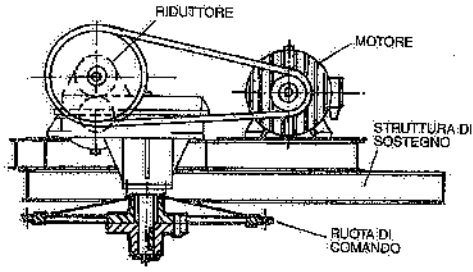


Fig. 24.13 – Gruppo di comando a ruota.

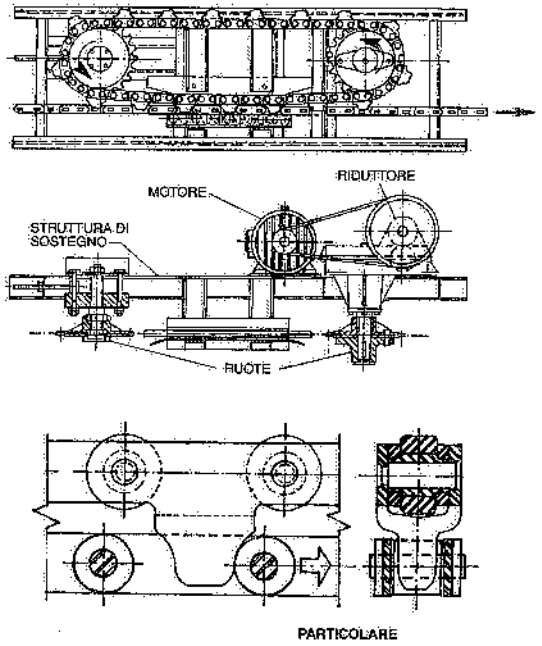


Fig. 24.14 – Gruppo di comando caterpillar.

La costanza della tensione della catena è assicurata da appositi tenditori (fig. 24.15).

Quando i carichi da trasportare superano il peso sopportabile da un trolley, si accoppiano due carrellini con una barra porta-carico, come raffigurato nella fig. 24.16, oppure si adottano carrellini a quattro ruote.

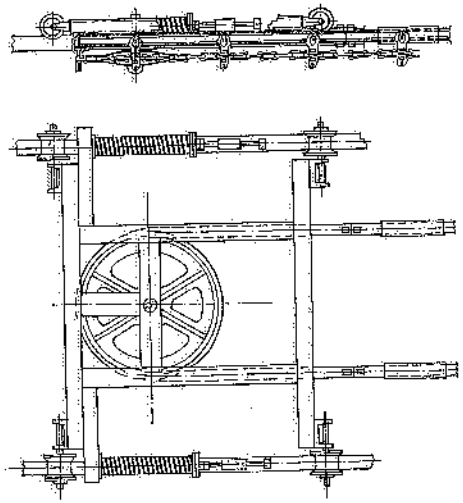


Fig. 24.15 – Tenditore per convogliatore aereo.

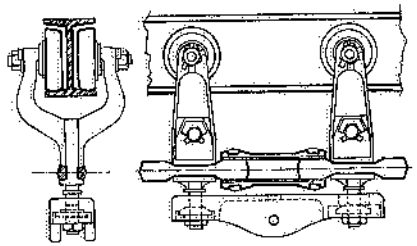


Fig. 24.16 – Barra di accoppiamento fra due trolley.

2) Birotaia (fig. 24.17)

Le vie di corsa sono due: quella superiore può essere del tipo IPN oppure in lamiera sagomata a freddo ed ha la sola funzione di sopportare i trolley che sostengono la catena traente. I carichi (anche qui portati da bilancelle aventi la forma più adatta allo scopo) corrono sulla via di corsa inferiore – costituita da due profilati UPN o in lamiera – sopportati da appositi carrelli. Questa doppia via di corsa (una per la catena traente, l'altra destinata ai carrelli porta-carichi) se da un lato comporta maggiori costi di investimento, esercizio e manutenzione rispetto ad un convogliatore aereo monorotaia avente la stessa potenzialità di trasporto, dall'altro consente di sganciare il carico dalla catena traente senza l'intervento diretto dell'uomo, senza necessità di fermare il convogliatore, senza "riprese" dei materiali trasportati.

È inoltre possibile deviare il trolley porta-carichi su altre vie di corsa (mentre la catena continua il cammino sospesa alla rotaia superiore): il movimento dei trolley su queste vie di corsa secondarie può essere impresso manualmente oppure mediante altre catene traenti dotate di gruppo di comando indipendente.

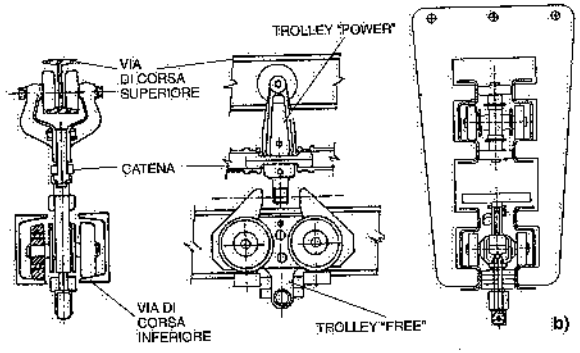


Fig. 24.17 – Convogliatori aerei birotaia ("power-free").

Un'altra caratteristica dei "birotaia" è la possibilità di costituire accumuli di bilancelle: quando il carrellino di una bilancella giunge in prossimità del carrellino della bilancella precedente, un dispositivo meccanico provoca lo sganciamento automatico dalla catena traente, consentendo così l'arresto e l'accumulo di più bilancelle.

I sistemi di aggancio e di svincolo fra le bilancelle e la catena variano da un costruttore all'altro; così pure i dispositivi di preselezione per la deviazione dei carichi su altre vie di corsa. La fig. 24.18 mostra due esempi di sistemi di sganciamento bilancelle-catena.

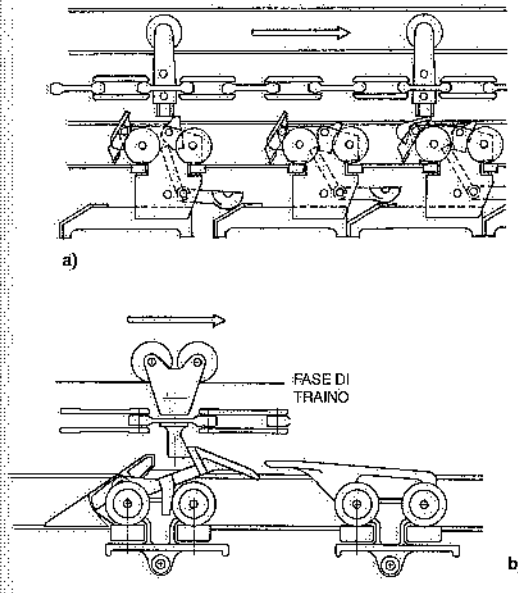


Fig. 24.18 – a) Sistema di sganciamento dei trolley porta-carichi dalla catena traente con puntale a scomparsa; b) sistema di svincolo a gancio oscillante.

Il gruppo motore dei convogliatori aerei birotaia (detti anche *power-free*) è in genere del tipo caterpillar.

La fig. 24.19 riporta lo schema di un impianto di trasporto realizzato con convogliatore aereo birotaia.

A favore dell'impiego dei convogliatori aerei, sta la loro capacità di compiere percorsi anche tortuosi, sia in piano sia in elevazione; la disponibilità dello spazio sottostante (3); la possibilità di realizzare accumuli di materiali; l'alimentazione dei carichi e delle bilancelle in posizione favorevole rispetto agli operatori. I tipi birotaia, consentendo la preselezione delle destinazioni e degli accumuli delle bilancelle, hanno ulteriormente esteso l'applicazione dei convogliatori aerei. Infatti, i convogliatori monorotaia richiedono che il carico e lo scarico dei materiali trasportati

(3) Ricordiamo che quando i convogliatori corrono sopra corridoi o posti di lavoro, si devono prevedere, inferiormente ai carichi, ripari antinfortunistici al fine di proteggere gli operatori dall'eventuale caduta di materiali trasportati.

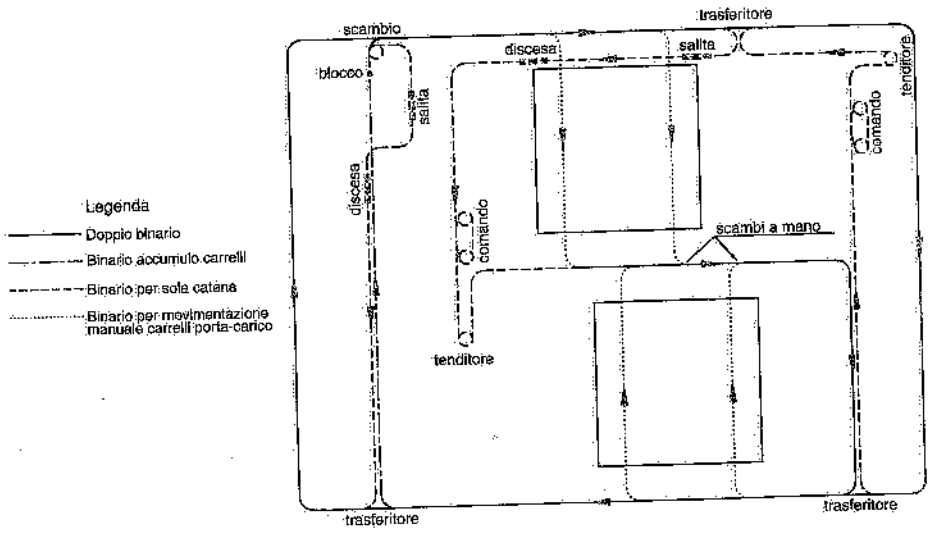


Fig. 24.19 – Esempio di applicazione di un convogliatore aereo birotaia.

avvengano o durante il moto o a catena ferma (ogniqualvolta le bilancelle raggiungono il posto o i posti di carico e scarico). I convogliatori birotaia, invece, consentono di fermare uno o più carrelli porta-carico indipendentemente dal moto della catena traente (4) oppure di trasferirli su altre catene attraverso appositi scambi.

Le velocità dei convogliatori aerei dipendono, fra l'altro:
- dalla potenzialità richiesta all'impianto;
- dal sistema di carico e scarico adottato;
- dal carico trasportato e dalla lunghezza del percorso;
- dalle preselezioni richieste al convogliatore.

Nel caso dei convogliatori monorotaia, la velocità può arrivare fino a 6 m/min per carichi unitari superiori a 15÷20 kg_f e carico e scarico manuali; a 8÷10 m/min per carichi più leggeri e carico e scarico ancora manuali, per salire fino a 20 m/min nel caso di convogliatori con carico e scarico automatici e portate unitarie di 200÷250 kg_f per bilancella.

Questi ultimi valori si adottano anche nel caso dei convogliatori birotaia.

La seguente espressione fornisce la potenzialità di trasporto P di un convogliatore aereo monorotaia:

$$P = k\alpha \frac{Q}{d} V \qquad (24.1)$$

dove:
k = coefficiente che tiene conto delle unità di misura adottate;

(4) Grazie ad un apposito discensore, il tratto di rotaia sopportante un carrello porta-carico fermo, può essere abbassato rispetto alla posizione normale in modo che il carico venga a trovarsi all'altezza più adatta per le eventuali operazioni da compiere sullo stesso (fig. 24.20).

α = coefficiente di riduzione che tiene conto dell'incompleto sfruttamento della capacità portante delle bilancelle (nella maggior parte dei casi varia da 0,5 a 0,9);
Q = portata nominale di ogni bilancella;
d = passo delle bilancelle;
V = velocità del convogliatore.

Se, ad esempio, si misura Q in kg_f, V in m/min, d in m e P in t_f/h, k vale 0,06.

La scelta delle caratteristiche di un convogliatore aereo richiede anzitutto la definizione del relativo percorso planimetrico e altimetrico (fig. 24.21) con la individuazione dei punti di carico e scarico e degli eventuali accumuli o raccordi. Si devono poi precisare le dimensioni, l'ingombro ed il peso dei singoli carichi, le modalità di carico e scarico, le eventuali operazioni da eseguire sui materiali trasportati, il tipo di bilancelle, il numero di trolley da movimentare nell'unità di tempo.

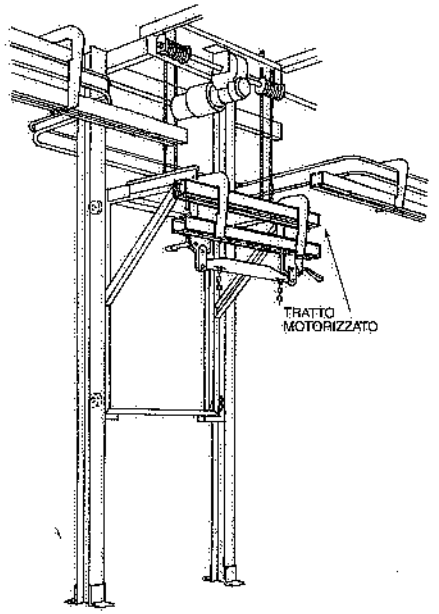


Fig. 24.20 – Discensore per l'abbassamento di un tratto della rotaia inferiore (portante due trolley con barra di accoppiamento).

Si possono quindi definire: il passo fra i carichi ed i trolley, i raggi delle curve (orizzontali e verticali), la velocità della catena. Ciò fatto, si determinano la tensione massima della catena, la potenza elettrica assorbita dal motore e così via. Infine, si scelgono e si dimensionano le strutture di

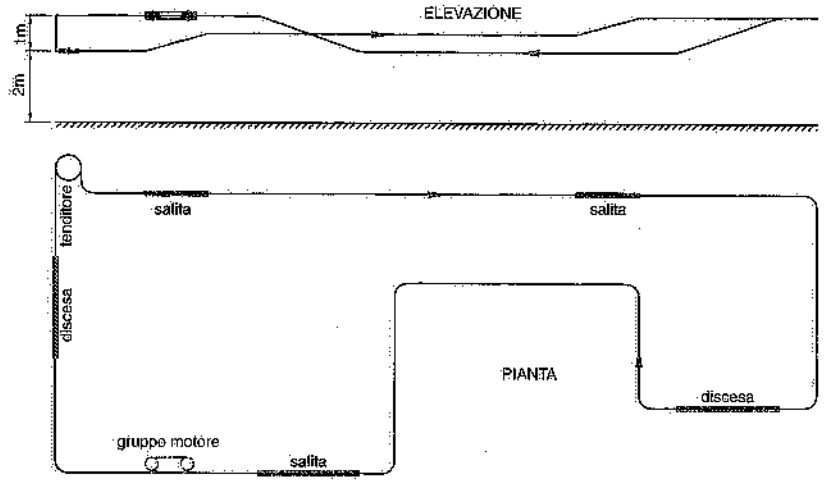


Fig. 24.21 – Tracciato di un convogliatore aereo.

sostegno delle vie di corsa, sopportate dalla copertura del fabbricato oppure appoggiate a pavimento (fig. 24.22).

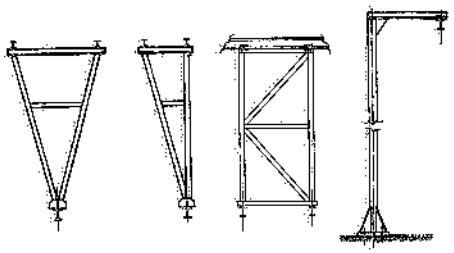


Fig. 24.22 – Tipi di sostegni per convogliatori aerei a catena.

Ricordiamo ancora che sui tratti in salita e in discesa dei convogliatori aerei si installano dispositivi di sicurezza aventi la funzione di arrestare i trolley in caso di rottura della catena. Il dispositivo di fig. 24.23a è adatto per le salite e agisce per gravità, sollevandosi al passaggio di ogni carrellino e ritornando subito dopo in posizione abbassata (e quindi di arresto): per evitare il rumore in corrispondenza di ogni contatto con le ruote dei trolley, la staffa metallica viene rivestita in gomma. In fig. 24.23b si è riportato un dispositivo di sicurezza per i tratti i discesa.

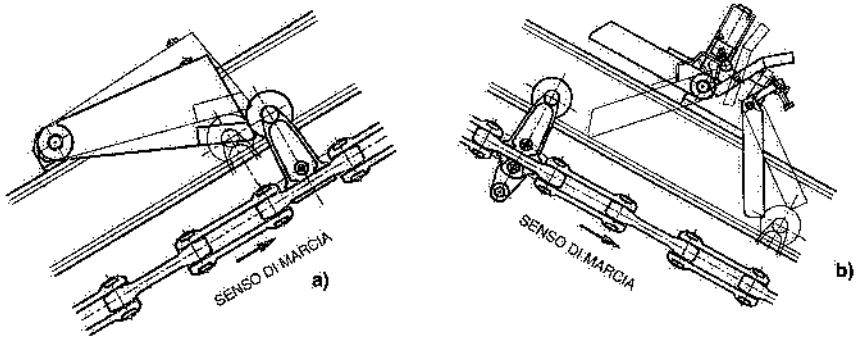


Fig. 24.23 – Dispositivi di sicurezza in salita e in discesa.

24.3. CONVOGLIATORI A CARRELLI

I convogliatori a catena per il traino di carrelli a ruote, si distinguono principalmente in base alla posizione della catena traente. Si hanno infatti:

a) convogliatori con catena a pavimento (fig. 24.24): sono in genere adottati per linee di lavorazione (ad esempio, carosello di formatura e colata in una fonderia) in corrispondenza delle quali la catena del convogliatore non costituisca un intralcio inaccettabile;

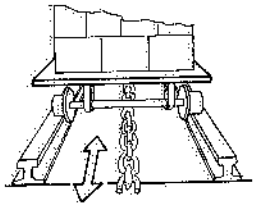


Fig. 24.24 – Convogliatore con catena sovrastante il pavimento.

b) *convogliatori con catena aerea* (fig. 24.25): consentono la movimentazione dei carrelli mediante agganciamento degli stessi ad un convogliatore aereo monorotaia sovrastante; un inconveniente che questo sistema di trasporto può presentare, è dovuto agli attacchi fra carrelli e catena: infatti, se tali attacchi (costituiti da aste e/o catene) sono sospesi al convogliatore aereo, rappresentano un intralcio mobile permanente, mentre se sono a bordo dei carrelli esigono una movimentazione non sempre facile ad ogni agganciamento e sganciamento;

c) *convogliatori con catena sotto piano pavimento* (fig. 24.26): la catena traente si muove – comandata da uno o più gruppi di comando del tipo caterpillar – in un'apposita sede ricavata sotto il piano pavimento. Essa è sopportata da trolley (fig. 24.27) opportunamente distanziati e dotati di una sede nella quale può inserirsi l'asta mobile di cui ogni carrello da trasportare è munito. È così possibile agganciare alla catena traente, e sganciare dalla stessa, i carrelli in una qualunque posizione del percorso (chiuso) della catena: dotando i carrelli di un paraurti sensibile alla pressione e installando a pavimento un fermo di disinnesto, si può ottenere l'arresto automatico dei carrelli.

Questi ultimi convogliatori sono anche noti come *trukveyor*. Essi possono compiere percorsi anche irregolari, avere raccordi laterali e/o essere costituiti da più circuiti chiusi interdipendenti (fig. 24.28). In quest'ultimo caso, i convogliatori di trasferimento sono di solito motorizzati; da parte loro, i raccordi possono essere motorizzati o meno e consentire l'accumulo dei carrelli.

Fig. 24.25 – Convogliatore con catena aerea e tirante.

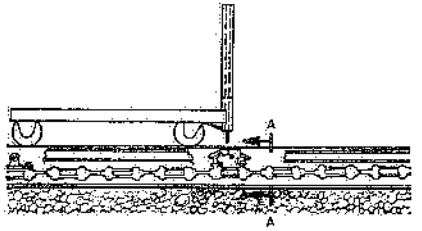


Fig. 24.26 – Convogliatore con catena sotto piano pavimento.

È possibile prevedere la preselezione dei percorsi, delle derivazioni e delle fermate dei carrelli.

Con i trukveyor, nessun ostacolo ingombra i reparti di lavoro, ad eccezione dei carrelli. Infatti, l'apertura a pavimento attraverso la quale scorrono le aste di aggancio dei carrelli, ha larghezza limitata (2÷3 cm) e quindi non costituisce ostacolo. L'unico inconveniente deriva dal fatto che attraverso l'apertura possono entrare polvere e altri rifiuti: per questo motivo, la catena viene dotata di raschiatori, opportunamente intervallati, i quali raccolgono quanto si è infiltrato sotto il piano pavimento e lo trascinano dentro appositi pozzetti (5).

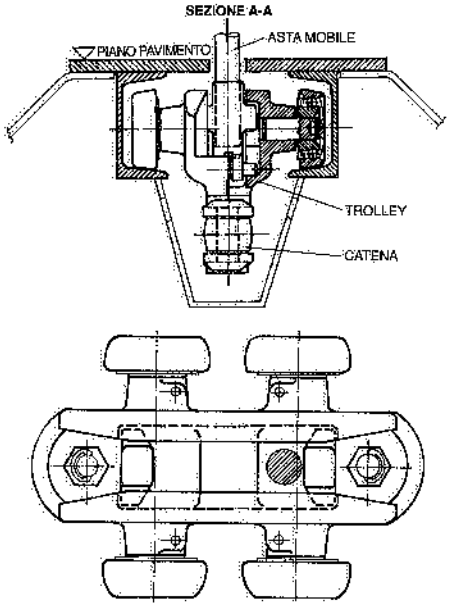


Fig. 24.27 – Trolley per il sostegno della catena traente e per l'aggancio dei carrelli portacarichi di un trukveyor.

(5) In ogni caso, i convogliatori in esame sono adatti per locali relativamente puliti (magazzini, reparti di lavorazioni meccaniche, ecc.).

Versioni più recenti dei trasportatori in esame sono quelle a gestione automatica, in particolare a *banda magnetica*. In quest'ultimo caso i carrelli sono guidati da conduttori flessibili (con guaina in PVC) posti a pavimento, ad una profondità di 10÷20 mm. Tali conduttori trasmettono segnali a bassa frequenza, mentre particolari dispositivi circuitali di sicurezza impediscono che il trattore devii dal percorso. La logica di bordo del carrello è completamente elettronica ed impiega in larga misura circuiti integrati. I trattori possono essere programmati a distanza oppure mediante selettori posti sul pannello di guida. Dispositivi automatici di blocco consentono, in determinati punti, il transito ad un solo carrello per volta.

Ogni carrello è dotato dei seguenti dispositivi di sicurezza:

- paraurti anteriore flessibile che ne provoca l'arresto al contatto con qualsiasi oggetto;
- lampeggiatore luminoso, sempre in funzione in marcia automatica;
- avvisatore acustico (inserito a programma in prossimità delle curve, degli attraversamenti, ecc.).

Su questi trasportatori si veda in Appendice il capitolo I.

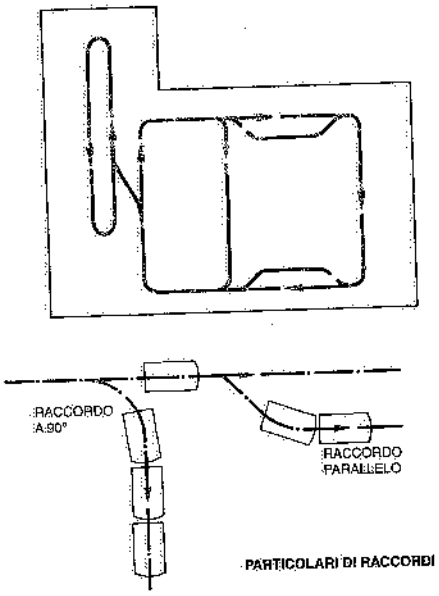


Fig. 24.28 – Schema di due trukveyor con convogliatore di trasferimento e particolari di raccordi laterali attrezzati in modo che i carrelli possano accumularsi.

24.4. TRASPORTATORI A PIASTRE (fig. 24.29)

Sono costituiti da piastre in lamiera di acciaio sopportate da ruote e trascinate da due catene disposte ai lati. Il movimento è assicurato da ruote dentate installate in corrispondenza della testata motrice; altre due ruote dentate costituiscono la testata di rinvio. Sono anche noti come trasportatori *apron*.

Le piastre hanno di solito un profilo tale (fig. 24.30) da consentire la loro rotazione in corrispondenza delle testate e da impedire la caduta di materiale fra una piastra e l'altra. Sovente, anche per evitare la caduta di materiali dai due lati, si prevedono sponde laterali, generalmente solidali con le piastre, talvolta fisse. Gli apron sono particolarmente adatti per il trasporto di materiali pesanti o abrasivi o aventi temperature elevate. Durante il trasporto, si possono eseguire – ove occorra – operazioni sui pezzi che stanno sul convogliatore.

Per il trasporto di colli e oggetti vari (bottiglie, barattoli, bagagli, ecc.) lungo percorsi non solo rettilinei, si realizzano convogliatori apron aventi una sola catena traente, alla quale sono collegate piastre snodate di forma opportuna (fig. 24.31).

La velocità dei trasportatori a piastre si aggira intorno a 6÷10 m/min, ma nella variante con piastre snodate nel piano orizzontale (fig. 24.31) può raggiungere i 30 m/min.

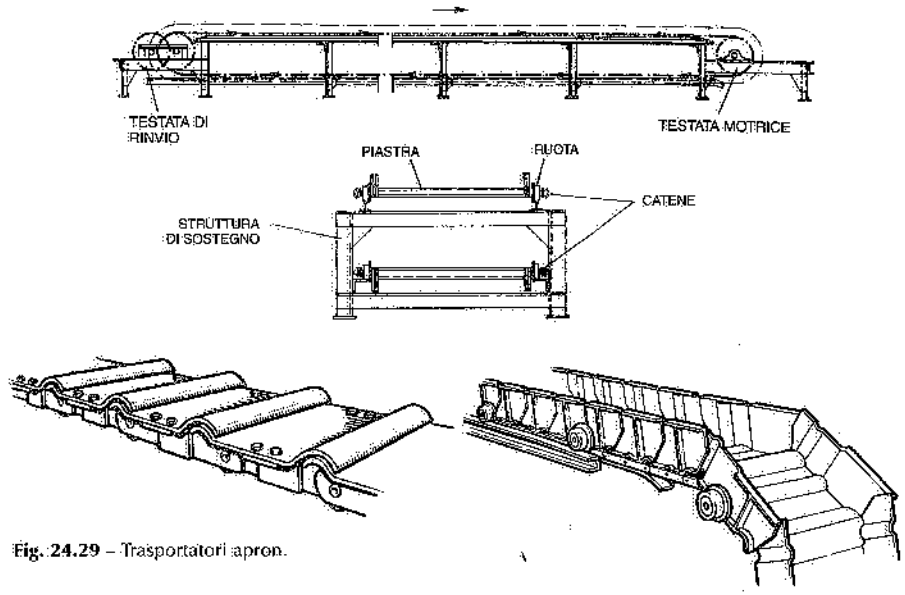


Fig. 24.29 – Trasportatori apron.

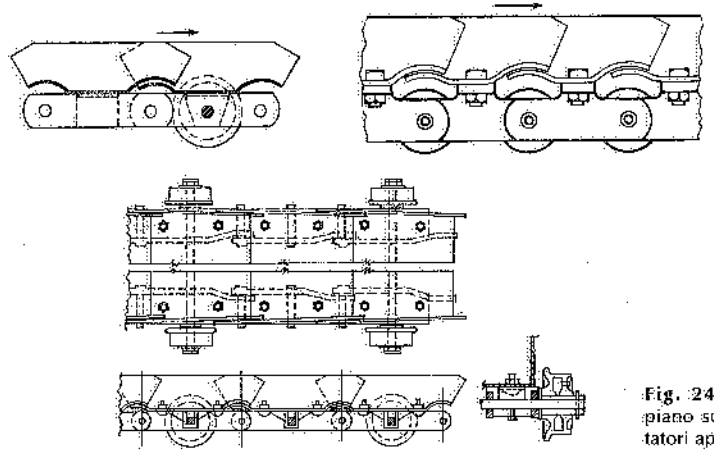


Fig. 24.30 – Profili del piano superiore di trasportatori apron.

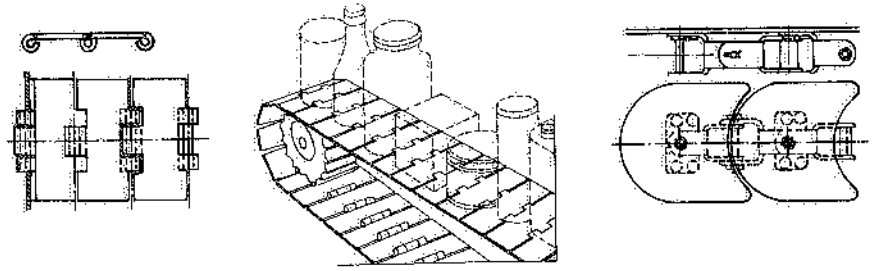
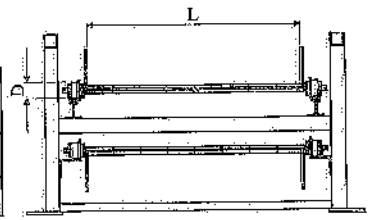


Fig. 24.31 – Trasportatori a piastre ad una catena per carichi poco ingombranti.

Le piastre hanno larghezze normali fino a 1,20 m (vd. tabella 24.I). Si realizzano trasportatori lunghi fino a 50÷60 m.

Tabella 24.I – Caratteristiche dimensionali di apron in versioni correnti (in millimetri).

L	passo catena	D	altezza spondine	spessore piastre
300-450-600	75-100	50	50-100	3-4
600-900-1200	250	60-80	100-120-150	4-5-6



24.5. TRASPORTATORI A TAPPARELLE (fig. 24.32)

I trasportatori a tapparelle sono del tutto analoghi agli apron: se ne differenziano per il fatto che le piastre, costituite da tavole di legno, plastica o lamiera (onde la denominazione "tapparelle" che contraddistingue questi trasportatori), sono prive di risvolti e presentano interstizi fra l'una e l'altra. Sono adatti per il trasporto di colli, sacchi, cassette.

Le velocità adottate per i convogliatori a tapparelle possono arrivare fino a 10÷20 m/min.

24.6. CALCOLO DEI TRASPORTATORI A CATENA

Precisiamo anzitutto che le ruote di sostegno delle catene dei convogliatori aerei e a pavimento sono in genere montate su cuscinetti a sfere: a seconda delle condizioni ambientali in cui i convogliatori devono operare, tali cuscinetti sono rigidi a sfere, schermati oppure stagni e possono avere gioco radiale normale o maggiorato; per temperature elevate (forni essiccatori, fornaci, ecc.) si devono adottare cuscinetti adatti a funzionare in quegli ambienti senza danni o alterazioni. I cuscinetti dei trasportatori a piastre e a tapparelle sono di solito lisci.

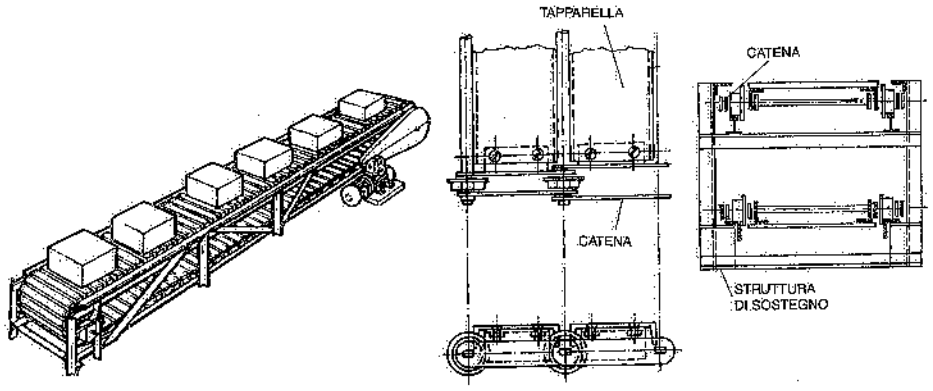


Fig. 24.32 – Trasportatore a tapparelle.

In linea generale, il dimensionamento delle catene traenti dei vari tipi di convogliatori può essere condotto determinando:
- lo sforzo massimo di trazione;
- il passo della catena;
- la pressione specifica nei perni;
- la pressione specifica sulle bussole delle ruote.

Intervengono a costituire lo sforzo massimo di trazione, le componenti di seguito citate.

a) Lo sforzo occorrente per trascinare orizzontalmente il materiale:

$$f_g\, q_m\, L_m = f_g\, q_m^*\, L_m \qquad (24.2)$$

dove:

q_m = materiale trasportato per unità di lunghezza (kg_f/m; $q_m^* = N/m$);
L_m = percorso in orizzontale compiuto dal materiale (m);
f_g = coefficiente generale di attrito; nel caso di catene sopportate da ruote che corrono su guide di acciaio, si possono adottare i valori forniti dalla tab. 24.II.

Tabella 24.II – Coefficiente generale f_g di attrito in trasportatori a catena con ruote correnti su guide di acciaio.

Perni montati su	Diametro ruote (mm)				
	50	75	100	125	150
Cuscinetti lisci non lubrificati	0,30	0,26	0,25	0,24	0,22
Cuscinetti lubrificati mediocremente	0,20	0,12	0,10	0,09	0,08
Cuscinetti a rotolamento	0,08	0,06	0,05	0,04	0,03

b) Lo sforzo occorrente per il movimento di tutte le parti mobili del convogliatore (catena, rulli, ecc.):

$$f_g\, q_s\, L_s = f_g\, q_s^*\, L_s \qquad (24.3)$$

dove:

q_s = peso delle parti mobili del convogliatore (kg_f/m; $q_s^* = N/m$);
L_s = proiezione orizzontale del convogliatore (m).

c) Lo sforzo occorrente per sollevare verticalmente il materiale:

$$q_m H \qquad (24.4)$$

dove:
H = dislivello da superare (m).

d) Lo sforzo occorrente per vincere le resistenze di attrito fra catena e rinvii; se ne può tenere conto, per ogni rinvio:
- aumentando L_s, nella espressione (24.3) ed eventualmente L_m nell'espressione (24.4), di 10 m o di 6 m, a seconda che i rinvii sono su cuscinetti lisci oppure a rotolamento;
- aumentando H nell'espressione (24.4) del 5%.

In vista della valutazione dello sforzo massimo delle catene, occorre ancora aggiungere allo sforzo F ottenuto sommando gli sforzi a) + b) + c) + d), la tensione

data al tenditore e – se il gruppo motore si trova nel punto più alto del trasportatore (caso degli apron e dei tapparelle) – la componente attiva del peso delle parti mobili del convogliatore.

Noto lo sforzo massimo T su ogni catena, si può determinare la pressione specifica p sui perni (kg_f/cm^2):

(24.5) $$p = \frac{T}{d \cdot b}$$

nonché la pressione specifica sulle bussole delle ruote:

(24.6) $$P_b = \frac{P}{d_b \cdot b_b}$$

avendo adottato i simboli d e b per indicare rispettivamente diametro e lunghezza (cm).

I valori di p e di p_b sono necessari per la scelta del tipo di catena da adottare (in acciaio cementato o inox, ghisa, bronzo, ecc.): infatti, qualora tali valori di pressione specifica superassero i valori limite ammissibili per la catena selezionata in base allo sforzo di trazione, si deve scegliere una catena più robusta; in altri termini, una catena che assicuri maggiori superfici di contatto tra rulli-bussole e bussole-perni.

La potenza assorbita, se η è il rendimento dell'argano ($\eta = 0{,}7 \div 0{,}8$) e V la velocità del convogliatore (in m/s), è data dalla

(24.7) $$N = \frac{F \cdot V}{102 \cdot \eta} = \frac{F^* \cdot V}{1000 \cdot \eta} \quad (kW) \quad (kW)$$

con F in kg_f e F* in N.

Il valore dello sforzo totale di trazione da inserire nella formula (24.7) può essere calcolato in prima approssimazione tramite la formula

(24.8) $$F^* = f_g \cdot C$$

dove C (in N) è la massa complessiva in moto (tenendo conto degli eventuali sbilanciamenti dei carichi nei tratti in salita e in discesa) e f_g il coefficiente generale di attrito, pari a 0,1÷0,2.

Per tutti i trasportatori a catena, come del resto per i trasportatori di cui ai due capitoli successivi, si devono tenere presenti le regole di sicurezza di cui al D.P.R., 27 aprile 1955, n. 547, ed alle normative in essere; si citano, in particolare, le UNI-ISO 1819 e 7149, nonché le EN 619 e 620.

24.7. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
H. Bolz, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.
Link-Belt, *Materials Handling and processing equipment*, U.S.A.
G. Salzer, *Stetigförderer*, Mainz, Krausskopf Verlag.
W. Hudson, *Conveyors and related equipment*, New York, John Wiley e Sons.
S. Reibel, Trolley Conveyors, New York, McGraw-Hill Company.
Dema – Flowlink – Movim – Trastecnica, *Documentazione tecnica*.

25. Trasportatori vibranti

25.1. GENERALITÀ

Il termine *trasportatori vibranti* comprende una vasta gamma di apparecchiature caratterizzate dall'impiego di vibrazioni meccaniche per la movimentazione dei materiali alla rinfusa.

Tali trasportatori sono costituiti da un canale in lamiera sostenuto da un sistema elastico e sottoposto ad un rapido movimento di va e vieni secondo una direzione inclinata di un angolo α sull'orizzontale (*angolo di getto*) pari a 25°÷30°.

Tale moto avviene con legge armonica:

(25.1) $$s = A \operatorname{sen} \omega t$$

dove:
s = spostamento del canale dalla posizione di riposo al tempo t;
A = ampiezza della vibrazione del canale;
$\omega = 2 \pi f$ = pulsazione della vibrazione del canale;
f = frequenza della vibrazione del canale.

Poiché nel moto armonico la velocità di andata è uguale, in modulo, a quella di ritorno, per ottenere l'avanzamento del materiale, si deve scegliere A e ω in modo che il materiale si stacchi dal canale ed avanzi a piccoli salti. Nella fig. 25.1 è schematizzato il moto delle particelle di materiale su un trasportatore vibrante.

In un primo tempo, materiale e canale avanzano insieme; quando la componente verticale della decelerazione del canale supera – in valore assoluto – l'accelerazione di gravità (sia t_a il tempo in cui ciò avviene), il materiale si stacca dal canale compiendo una traiettoria parabolica, mentre il canale prosegue nel suo moto (fig. 25.2). Al tempo t_c, materiale e canale si incontrano di nuovo, dopo di che il ciclo si ripete. Dalla fig. 25.2 si rileva che per avere la massima potenzialità di trasporto occorre scegliere A e ω in modo che l'incontro fra materiale e canale avvenga nell'ambito dei tempi t_b e t'_a. Infatti, se la particella di materiale incontrasse il canale per $t'_c < t_b$ – quando cioè il canale è ancora in fase discendente – durante l'intervallo di tempo $t_b - t'_c$ essa verrebbe riportata indietro e solo al tempo t''_c si ritroverebbe nella posizione già raggiunta al tempo t''_c ($< t_b$), per cui l'intervallo $t''_c - t'_c$, sarebbe inutilizzato; se

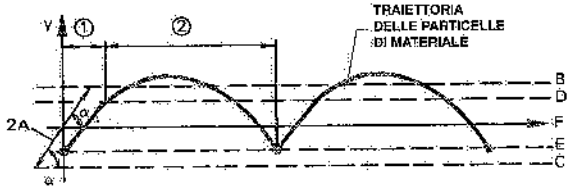
invece l'incontro avvenisse per $t_c > t'_a$, la velocità del canale sarebbe insufficiente a provocare il distacco della particella; distacco che pertanto avverrebbe solo nel ciclo successivo.

Il gruppo motore dei trasportatori vibranti può essere di tre tipi:

a) *A biella e manovella.* Il moto vibratorio è generato da un albero eccentrico comandato, per mezzo di cinghie trapezoidali, da un motore elettrico (fig. 25.3). Perché il moto del canale risulti armonico, occorre che il manovellismo sia centrato e che l'eccentricità della manovella sia trascurabile rispetto alla lunghezza della biella.

b) *A masse eccentriche.* Il moto vibratorio è ottenuto mediante due masse eccentriche contro-rotanti, le quali generano una forza sinusoidale unidirezionale. Il principio di funzionamento è riportato in fig. 25.4.
In pratica, questo gruppo motore trova la sua applicazione nei cosiddetti *vibratori elettromeccanici*, di cui la fig. 25.5 fornisce uno schema: come si può rilevare, le masse eccentriche sono direttamente montate sull'albero del motore elettrico.

c) *Elettromagnetico.* Il moto vibratorio è provocato da un elettromagnete (fig. 25.6) che mantiene in vibrazione una piastra vincolata a traslare rettilinearmente. La frequenza di oscillazione della piastra è di 50 Hz (a volte, 25 Hz).



α = inclinazione della direzione lungo la quale avvengono gli spostamenti del canale (*angolo di getto*)
A = ampiezza delle oscillazioni del canale
B = posizione più alta del canale
C = posizione più bassa del canale
D = posizione del canale all'atto del distacco del materiale
E = posizione del canale all'atto del contatto fra materiale e canale
F = posizione di riposo del canale
① = canale e materiale si muovono insieme
② = il materiale prosegue il moto indipendentemente dal canale

Fig. 25.1 – Rappresentazione schematica dell'avanzamento del materiale su un trasportatore vibrante dotato di moto armonico.

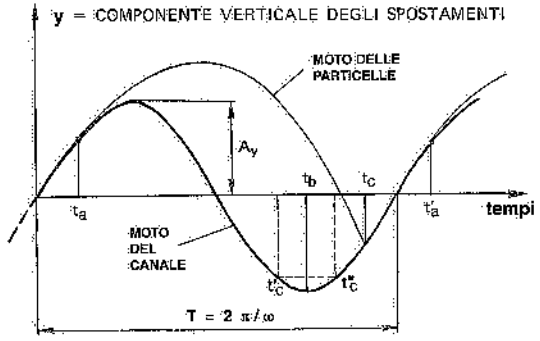


Fig. 25.2 – Determinazione grafica del punto di incontro fra la particella di materiale ed il canale del trasportatore vibrante.

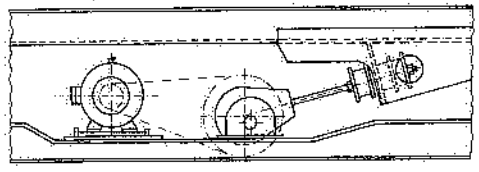


Fig. 25.3 – Schema funzionale di gruppo motore "a biella e manovella".

L'impiego più frequente di questi generatori di vibrazioni si ha nei cosiddetti *vibratori elettromagnetici*, nei quali l'ampiezza della vibrazione della piastra (e quindi la portata del trasportatore) può variare in modo continuo mediante la variazione della tensione applicata ai morsetti dell'elettromagnete.

Nei paragrafi seguenti, ricordiamo i tipi di trasportatori vibranti più adottati in pratica.

25.2. TRASPORTATORI VIBRANTI A RISONANZA

I trasportatori vibranti a risonanza consistono in un canale in lamiera sopportato da un sistema elastico costituito da molle ad elica o a lamina (fig. 25.7).

Al di sotto del canale o, in certi casi, ad una estremità dello stesso, è sistemato il gruppo motore, che in genere è del tipo a biella e manovella.

In condizioni di risonanza, la costante elastica del sistema, o rigidezza K, è legata alla massa M di tutte le parti

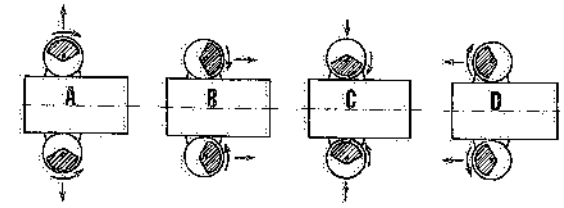


Fig. 25.4 – Funzionamento dei gruppi motore a masse eccentriche controrotanti.

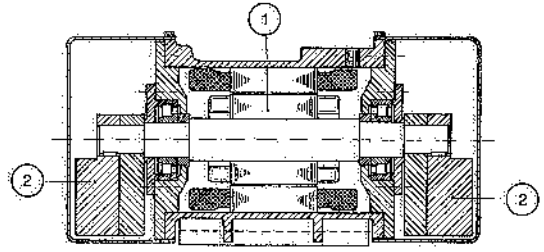


Fig. 25.5 – Schema di vibratore elettromeccanico: 1) motore elettrico; 2) masse eccentriche.

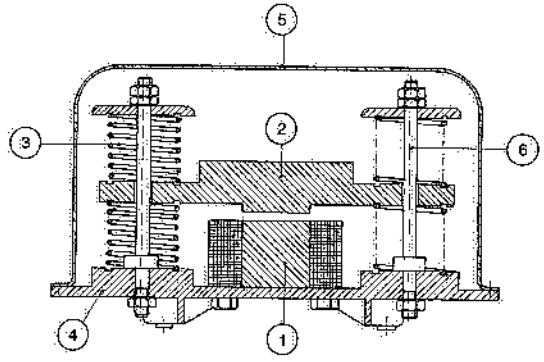


Fig. 25.6 – Schema di vibratore elettromagnetico: 1) elettromagnete; 2) piastra oscillante; 3) molle; 4) basamento; 5) lamiera di protezione; 6) perno.

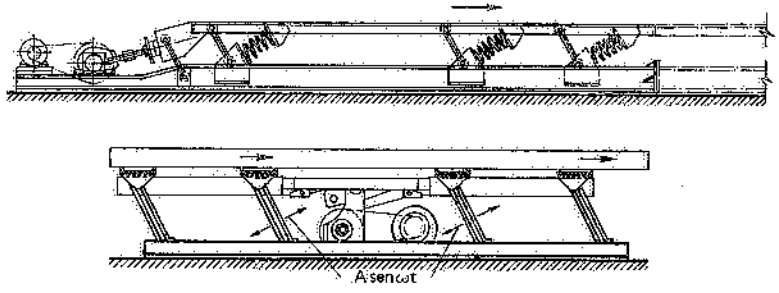


Fig. 25.7 – Trasportatori vibranti a risonanza.

oscillanti del canale ed alla velocità angolare della manovella Ω, dalla relazione $K=\Omega^2 M$; da cui $\Omega=\sqrt{K/M}$. In pratica, un trasportatore cosiddetto "a risonanza" lavora con frequenza $\Omega' < \Omega$: ciò al fine di evitare l'instabilità del sistema elastico che insorgerebbe in condizioni di perfetta risonanza (specie se il collegamento tra biella e canale è ottenuto tramite l'interposizione di un corpo elastico molleggiante).

Grazie alla bassa isteresi delle molle, la dissipazione di energia è minima, per cui il motore ha essenzialmente il compito di provocare l'avviamento e sopperire alle perdite dovute agli attriti meccanici del propulsore e del materiale avanzante sul canale.

I trasportatori vibranti a risonanza sono particolarmente vantaggiosi quando, durante il trasporto, si debbano effettuare altre operazioni (riscaldamento, raffreddamento, essiccazione, lavaggio, ecc.). La fig. 25.8a illustra un'applicazione del genere: il materiale che avanza su un piano di appoggio costituito da una rete o da una lamiera forata, viene attraversato da una corrente d'aria che può provocare, a seconda dei casi, il raffreddamento, il riscaldamento, l'essiccazione o la disidratazione. L'impianto di fig. 25.8b consente invece il raffreddamento ed il lavaggio del materiale trasportato mediante getti d'acqua. La stessa figura considera anche l'eventuale applicazione di ugelli spruzzatori installati superiormente, sia per il raffreddamento o il lavaggio del materiale, sia per l'eventuale abbattimento di polveri.

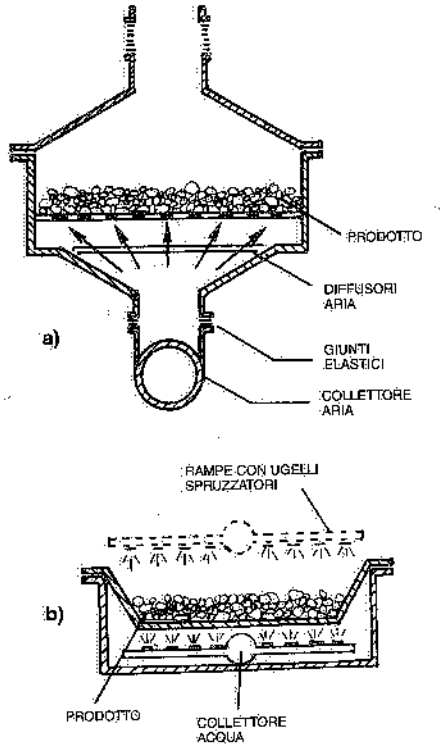


Fig. 25.8 – Impiego di trasportatori vibranti a risonanza per operazioni di raffreddamento, riscaldamento, essiccazione o lavaggio.

I trasportatori a risonanza costituiscono una alternativa ai classici *trasportatori a canale oscillante*, dalle molteplici realizzazioni costruttive, ma riconducibili, nella maggioranza dei casi, agli schemi della fig. 25.9. Trattasi di un canale sostenuto da bielle o balestre – rispettivamente incernierate o incastrate in un telaio di base rigidamente fissato al basamento – e inclinate di circa 25°÷30° rispetto alla verticale; tale canale è animato da un moto di rotazione rispetto agli incastri o alle cerniere di base. Il materiale trasportato, nella fase di salita del canale, aderisce allo stesso e avanza solidalmente; raggiunta la massima velocità, mentre il canale inizia la fase di decelerazione, la pressione del materiale sul canale diminuisce sino ad annullarsi; durante la fase di regresso del canale, il materiale continua ad avanzare, senza praticamente staccarsi dal fondo del canale, ma scivolando sullo stesso con attrito minimo e conseguente minima usura del canale; infine, il

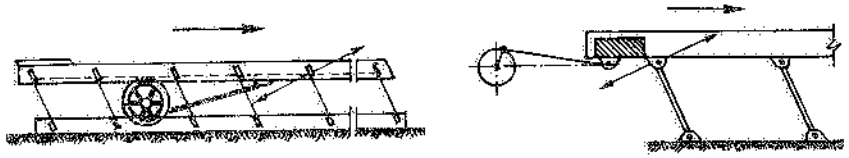


Fig. 25.9 – Trasportatori a canale oscillante (in posizione di riposo il canale è di solito orizzontale).

materiale trasportato aderisce nuovamente al canale, nel momento in cui quest'ultimo inizia il moto di risalita del ciclo successivo.

Il diagramma di fig. 25.10 fornisce la rappresentazione grafica spostamenti-tempo del materiale e del canale oscillante nel caso in cui l'avanzamento del materiale, provocato dalla forza viva acquisita durante il moto in avanti del canale, abbia durata pari al tempo di ritorno del canale (condizione cui corrisponde la massima potenzialità di trasporto dell'impianto).

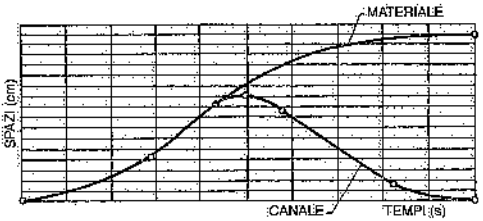


Fig. 25.10 – Rappresentazione degli spostamenti di un canale oscillante e del materiale sovrastante in funzione del tempo.

25.3. TUBI VIBROTRASPORTATORI

I tubi vibrotrasportatori (fig. 25.11) sono costituiti da un tubo, appoggiato o sospeso ad elementi elastici, al quale è applicato un certo numero di vibratori (variabile a seconda della lunghezza del tubo). All'occorrenza, i tubi vibrotrasportatori pos-

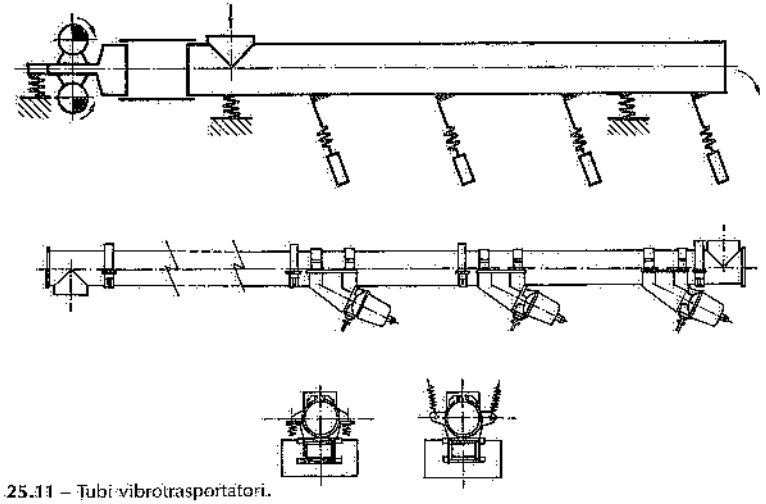


Fig. 25.11 – Tubi vibrotrasportatori.

sono essere resi stagni mediante l'applicazione di manicotti in gomma alle bocche di carico e scarico (fig. 25.12): sono quindi adatti per il trasporto di materiali polverulenti o per effettuare trasporti sotto vuoto, sotto pressione o in atmosfera controllata.

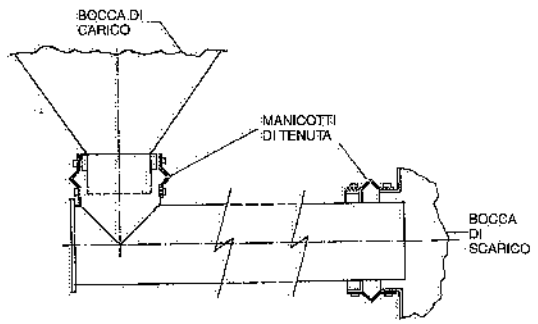


Fig. 25.12 – Manicotti di tenuta per tubi vibrotrasportatori.

25.4. ALIMENTATORI ED ESTRATTORI VIBRANTI

Gli alimentatori e gli estrattori vibranti (fig. 25.13) sono essenzialmente costituiti da un canale, appoggiato o sospeso ad elementi elastici: un gruppo motore (a masse eccentriche od elettromagnetico) imprime al canale delle oscillazioni tali da costringere il materiale giacente sul canale a compiere una rapida successione di piccole parabole e quindi ad avanzare in modo continuo e regolare.

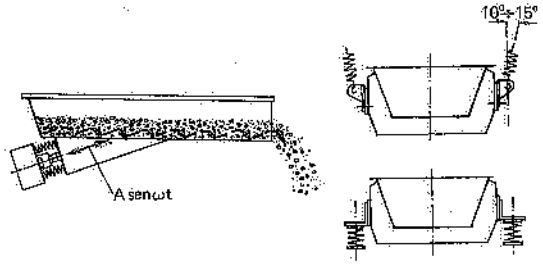


Fig. 25.13 – Estrattore vibrante.

I trasportatori in esame sono spesso installati in corrispondenza della bocca di scarico dei sili; essi infatti funzionano sia come estrattori-dosatori sia come organi di chiusura della bocca dei sili stessi.

I criteri da seguire per l'installazione corretta degli alimentatori e degli estrattori vibranti sono illustrati in fig. 25.14. La quota H deve essere almeno 2÷2,5 volte l'altezza h delle sponde del canale (1). Di norma, il rapporto L/H viene mantenuto tra i valori 0,9 e 1,25.

Per sfruttare interamente la potenzialità di trasporto, la bocca di scarico non deve essere inferiore alla larghezza del canale e le guide laterali fisse devono essere distanziate di circa 20÷30 mm dalle pareti del canale. Con prodotti fini aventi una buona scorrevolezza, al fine di evitare lo scarico del prodotto anche a canale fermo, occorre che l'angolo di naturale declivio tracciato a partire dalla bocca di scarico della tramoggia cada all'interno del canale, con un certo margine di sicurezza. Il canale viene in genere montato con una pendenza di circa 8° verso il basso.

Gli alimentatori e gli estrattori comandati a mezzo di masse eccentriche sono impiegati specialmente per servizi pesanti e nei casi in cui non sia richiesta una regolazione continua della portata. Da parte loro, gli alimentatori e gli estrattori a comando elettromagnetico consentono di variare la portata in modo continuo dal

(1) In effetti, il valore da assegnare a H dipende anche dalla lunghezza del canale, dalla pendenza dello stesso, nonché dall'angolo di naturale declivio del prodotto.

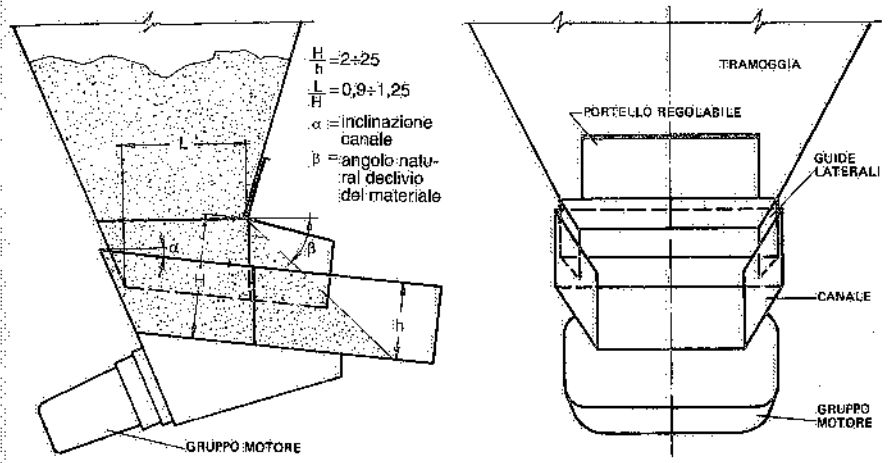


Fig. 25.14 – Modalità di installazione di un estrattore vibrante sotto un silo.

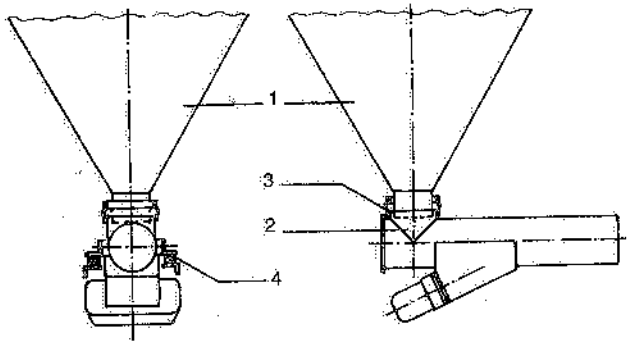
valore massimo fino quasi a zero (agendo sulla tensione applicata al vibratore): risultano pertanto particolarmente adatti nei casi in cui si debba provocare un dosaggio del materiale.

Gli alimentatori e gli estrattori vibranti a comando elettromagnetico lavorano indipendentemente dalla pressione esercitata dal materiale insilato; non è quindi necessario predisporre artifici in corrispondenza della bocca di scarico per regolare la pressione del prodotto. Invece, negli alimentatori-estrattori vibranti con gruppo motore a masse eccentriche, l'ampiezza della vibrazione del canale e quindi la portata, vengono sensibilmente influenzate dall'effetto smorzante del peso della colonna di materiale insilato; per ovviare a tale inconveniente, si installano – in corrispondenza della bocca di scarico del silo – griglie, tegoli, ecc.

Si realizzano anche estrattori ed alimentatori con canale in esecuzione chiusa o addirittura tubolare; in quest'ultimo caso, la bocca di scarico della tramoggia entra direttamente nella bocca di carico del tubo convogliatore (fig. 25.15).

25.5. ELEVATORI A SPIRALE

Un elevatore a spirale (fig. 25.16) è costituito da un tubo statico, avente la funzione di colonna portante, e da un tubo vibrante coassiale ed esterno a quello statico, sul quale si avvolge – ad elica – il canale convogliatore. Un gruppo motore (generalmente a masse eccentriche) imprime al tubo vibrante un simultaneo movimento alternativo di rotazione e di elevazione, così che il materiale, compiendo una successione di parabole, sale lungo il canale. Gli elevatori a spirale vengono impiegati allorquando, oltre che un sollevamento, si debbano compiere operazioni di riscaldamento, raffreddamento, essiccazione del materiale; in questi casi, gli elevatori a spirale, caratterizzati da limitati ingombri in pianta, assicurano elevate superfici di scambio.



1. Tramoggia
2. Bocca di carico del tubo convogliatore
3. Manicotto in gomma o plastica
4. Ammortizzatori

Fig. 25.15 – Estrattore vibrante tubolare con giunto elastico antipolvere in corrispondenza della bocca di carico del tubo.

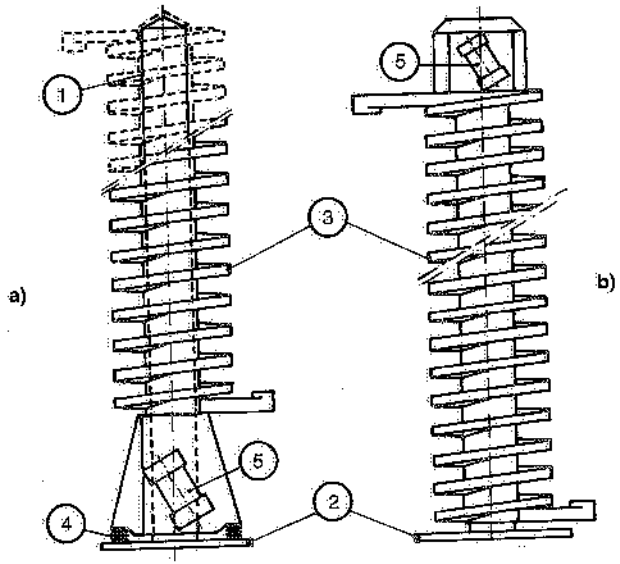


Fig. 25.16 – Schemi di elevatori a spirale: a) con comando dal basso; b) con comando dall'alto:
① colonna portante;
② basamento;
③ tubo vibrante;
④ molle isolanti;
⑤ vibratori (di tipo elettromagnetico od elettromeccanico).

25.6. PORTATA DEI TRASPORTATORI VIBRANTI

La potenzialità di trasporto dei trasportatori vibranti è data dalla seguente relazione:

(25.2) $$Q = \gamma \; k_1 \; k_2 \; V_m \; B \; h$$

dove, in unità omogenee:

γ = peso specifico del materiale;

k_1 = coefficiente sperimentale che tiene conto dei vari parametri che intervengono a diminuire la portata (umidità, granulometria, forma dei grani, temperatura, composizione chimica, altezza dello strato di prodotto); il suo valore non si scosta molto da 0,75;

k_2 = coefficiente che tiene conto dell'aumento di portata dovuto all'eventuale pendenza del canale; il suo valore è fornito dal diagramma di fig. 25.17;

V_m = velocità media di avanzamento del materiale;

B = larghezza del canale;

h = altezza media dello strato di materiale.

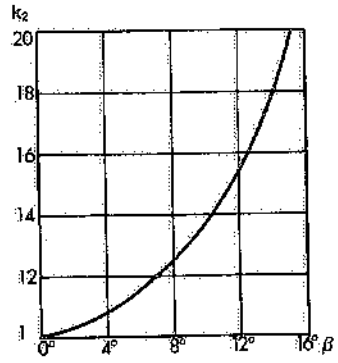


Fig. 25.17 – Valori del coefficiente k_2 in funzione della pendenza del canale β.

Si può dimostrare che la velocità media di avanzamento è fornita dalla seguente relazione:

(25.3) $$V_m = 2 \; A \; n \; F$$

dove:

A = ampiezza della vibrazione del canale;

n = $60 \; \omega / 2 \; \pi$, essendo ω la pulsazione dell'oscillazione del canale;

$$F = \frac{\pi}{60} \operatorname{ctg} \alpha \sqrt{\operatorname{sen}^2 \alpha - 1/k^2}$$

con $k = A\omega^2/g$ e α = angolo di getto.

I valori di $k = f(n, 2A)$ e di $F = f'(\alpha, k)$ si possono leggere rispettivamente sui diagrammi delle figg. 25.18 e 25.19.

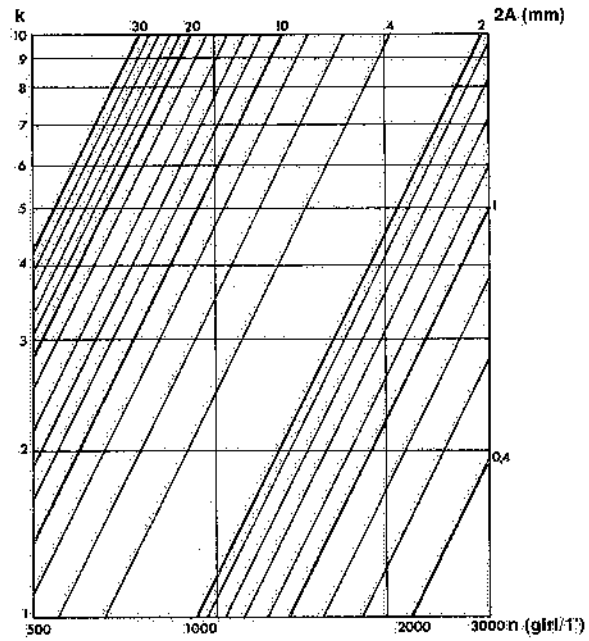


Fig. 25.18 – Valori di $k = f(n, 2A)$.

25.7. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.

H. Bolz, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.

AEG – Fröhlich – Jöst – Küttner/Uhde – Link-Belt – Loro & Parisini – Venanzetti – Vibra/maschinenfabric – Vimarc, *Documentazione tecnica*.

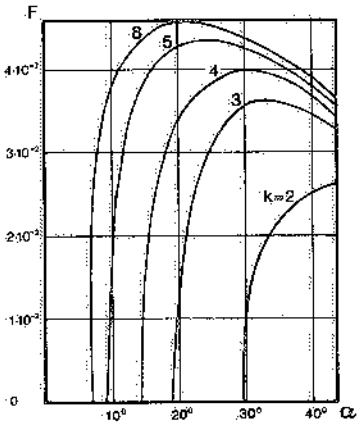


Fig. 25.19 – Valori di $F = f'(\alpha, k)$.

26. Trasportatori particolari per materiali alla rinfusa

26.1. VAGLI VIBRANTI

I vagli vibranti sono impiegati per suddividere materiali sciolti o alla rinfusa in determinate classi granulometriche, per separare prodotti solidi da prodotti liquidi, per operazioni di lavaggio, per depolverare certi prodotti o per pulire pezzi tranciati o torniti.

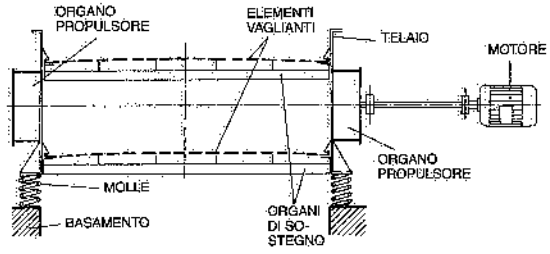


Fig. 26.1 – Schema di vaglio vibrante.

Essi consistono (fig. 26.1) in un telaio rigido, il quale sopporta nel suo interno, opportunamente distanziati tra loro, gli organi di sostegno – piani o centinati – degli elementi vaglianti o piani di vagliatura. Al telaio è fissato l'organo propulsore, atto a generare il moto vibratorio caratteristico del vaglio stesso. Una prima classificazione dei vagli vibranti può essere fatta in base al tipo di moto vibratorio loro impresso. Abbiamo così:

- *Vagli a vibrazione unidirezionale*: il moto di tutti i punti del vaglio può ricondursi ad un'oscillazione di tipo armonico, lungo una direzione avente una determinata inclinazione (compresa tra 0° e 90°) rispetto al piano vagliante (fig. 26.2a).
- *Vagli a vibrazione circolare od ellittica*: il moto di tutti i punti del vaglio può ricondursi ad un moto circolare od ellittico, con traiettorie giacenti in un piano ortogonale ai piani di vagliatura (figg. 26.2b-c) oppure nel piano di vagliatura stesso (fig. 26.2d).

Si costruiscono inoltre vagli il cui moto è una combinazione dei moti elementari sopra considerati. Altri ancora sono caratterizzati da moti di traslazione combi-

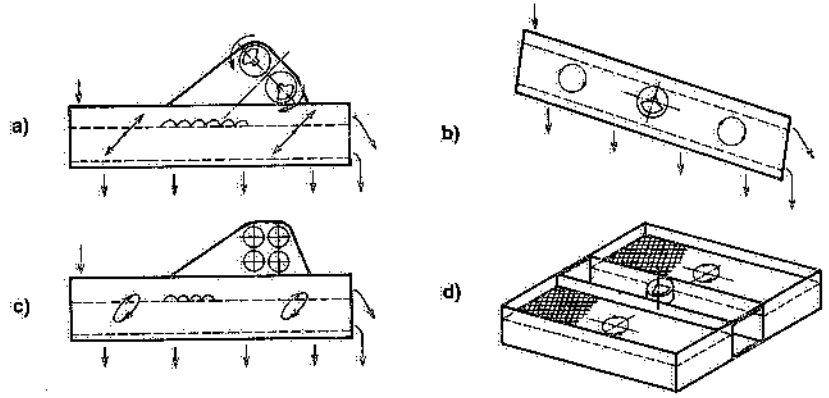


Fig. 26.2 – Classificazione dei vagli vibranti in base al moto vibratorio.

nati con rotazioni alterne, nel piano vagliante od in un piano ad esso ortogonale.

Si può ancora fare una suddivisione fra *vagli a microvibrazione* e *vagli a macrovibrazione*; ad alta o a bassa frequenza.

La scelta del tipo di vibrazione, della sua ampiezza e frequenza, è condizionata dalle caratteristiche chimico-fisiche del materiale da classificare (granulometria, peso specifico, scorrevolezza, ecc.) e dalle esigenze impiantistiche (ad esempio, ove occorra, oltre che vagliare, anche trasportare, lavare, raffreddare od essiccare).

Caratteristica comune a tutti i tipi di vagli vibranti è in ogni caso quella di imprimere ai materiali trattati, accelerazioni e traiettorie tali da evitare l'ostruzione dei fori degli elementi vaglianti.

Un'altra distinzione fra i vagli vibranti si fa a seconda che sono *inclinati* o *piani*.

Principale caratteristica dei vagli vibranti inclinati è quella di avere una inclinazione nel senso del moto del materiale di 15°÷20°. In tal modo, l'avanzamento del prodotto sui piani di vagliatura avviene anche per gravità.

Inoltre, come schematizzato in fig. 26.3, si hanno vagli vibranti a uno o più setti di selezione, caratterizzati da fori di dimensioni diverse.

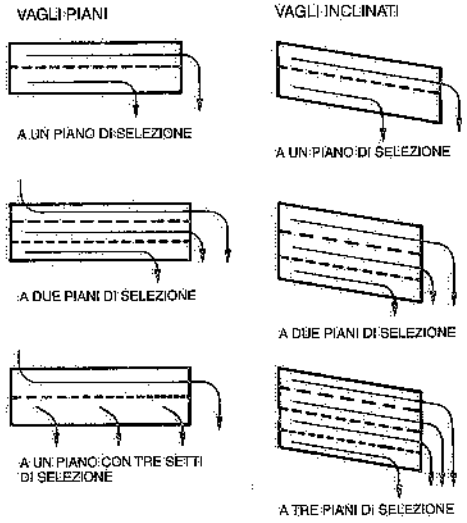


Fig. 26.3 – Possibili disposizioni dei setti di selezione nei vagli piani e inclinati.

La lunghezza e la larghezza del vaglio, dipendono, fra l'altro, da:
- quantità e peso specifico del materiale che deve essere smaltito dal vaglio;
- configurazione geometrica dei granuli costituenti il materiale da vagliare;
- granulometria, umidità e scorrevolezza del materiale da vagliare;
- dimensioni dei fori degli elementi vaglianti.

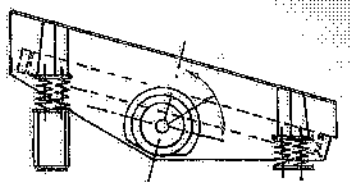


Fig. 26.4 – Vaglio vibrante in esecuzione aperta.

A seconda del materiale da vagliare e del servizio a cui sono adibiti, i piani di selezione possono essere costituiti da travi a T rastremate e disposte a distanza regolare fra di loro, da lamiere forate o da reti.

Si distingue infine fra vagli vibranti in esecuzione aperta e chiusa:
- *esecuzione aperta* (fig. 26.4): si tratta della soluzione che consente il controllo diretto della vagliatura; sovente però non si adotta perché può contribuire alla polverosità dell'ambiente, a meno di ricorrere a cappe aspiranti;
- *esecuzione chiusa* (fig. 26.5): consiste in una chiusura in elementi rigidi fissati alla struttura portante del vaglio, eventualmente collegata ad un impianto di aspirazione; ovvia agli inconvenienti della esecuzione aperta, ma il controllo e la sostituzione degli elementi vaglianti sono più difficoltosi.

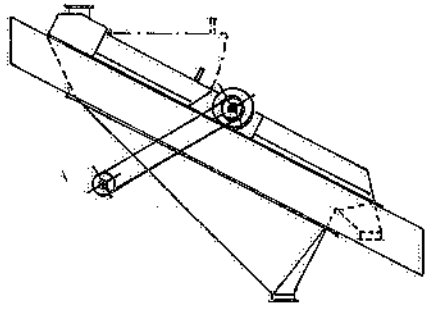


Fig. 26.5 – Vaglio vibrante in esecuzione chiusa.

26.2. TAMBURI ROTANTI

Allorquando, contemporaneamente al trasporto di certi materiali alla rinfusa, si devono effettuare operazioni di lavaggio, classificazione, separazione od essiccazione dei materiali stessi, si può ricorrere ai cosiddetti *tamburi rotanti* (fig. 26.6): questi consistono in un cilindro, generalmente inclinato verso il basso di alcuni gradi (< 10°) nel senso del moto, il quale, ruotando attorno al proprio asse, fa avanzare il materiale. È possibile, all'occorrenza, costringere il materiale ad avanzare in contropendenza, prevedendo un'elica solidale alla parete interna del tamburo.

La potenzialità di trasporto di un tamburo rotante può essere calcolata mediante l'espressione:

$$Q = 130\,\gamma\,\sqrt{D^5} \qquad (26.1)$$

dove:

γ = peso specifico del materiale (in t_f/m^3);

D = diametro del tubo (in m).

La potenza assorbita da un tamburo rotante è proporzionale alla potenzialità di trasporto Q ed alla lunghezza del tamburo.

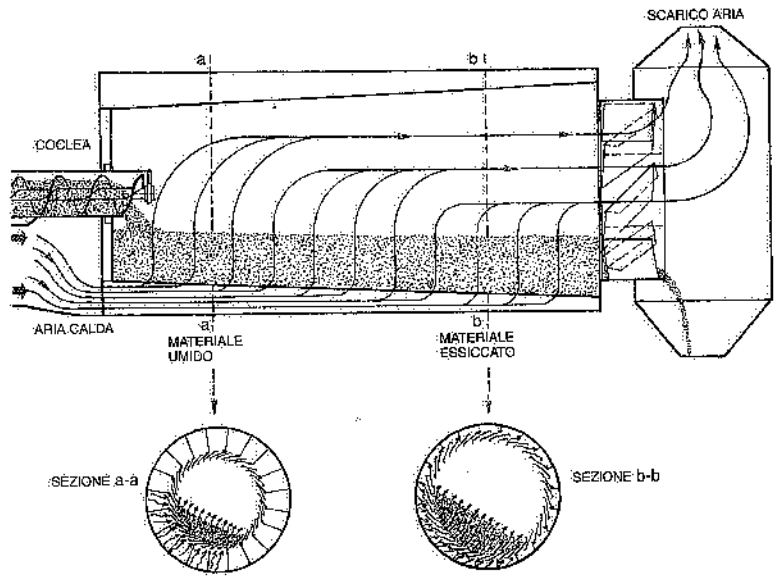


Fig. 26.6 – Tamburo rotante per l'essiccazione di materiali alla rinfusa.

26.3. TRASPORTATORI A COCLEA O A VITE

I trasportatori a coclea, detti anche a vite (fig. 26.7), sono essenzialmente costituiti da un'elica rotante coassialmente ad un condotto circolare in lamiera che la racchiude: il moto dell'elica spinge il materiale verso una estremità del condotto circolare.

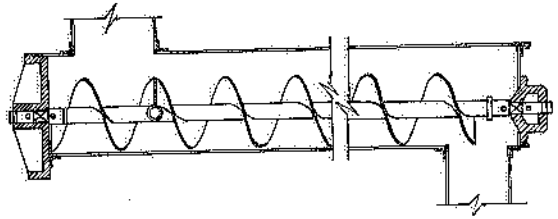


Fig. 26.7 – Trasportatore a coclea o a vite.

Tali trasportatori sono adatti per il trasporto di materiali in polvere o aventi piccola granulometria, purché non abrasivi, né collanti o viscosi.

Preferibilmente impiegati per il trasporto su tragitti orizzontali o in leggera pendenza, si adottano anche per trasporti verticali o molto inclinati, naturalmente a scapito della potenzialità di trasporto (fig. 26.8). Sono anche impiegati come estrattori di materiali polverulenti da sili, tramogge e serbatoi (fig. 26.9). Inoltre, per il trasferimento di liquidi, purché su distanze e per dislivelli non superiori ad alcuni metri (fig. 26.10).

Il passo normale di un trasportatore a coclea è uguale al diametro dell'elica. La spirale di questa però può variare, in certi casi, in relazione all'uso cui il trasportatore è destinato. Così, eliche a passo crescente (fig. 26.11) provocano un dosaggio del materiale trasportato, mentre eliche a passo decrescente lo comprimono. Eliche a due principî (fig. 26.12) sono impiegate per ottenere un movimento più uniforme del materiale.

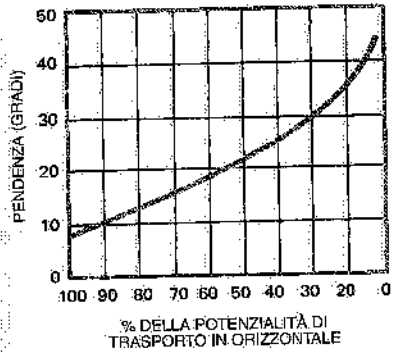


Fig. 26.8 – Potenzialità di un trasportatore a coclea in funzione della pendenza.

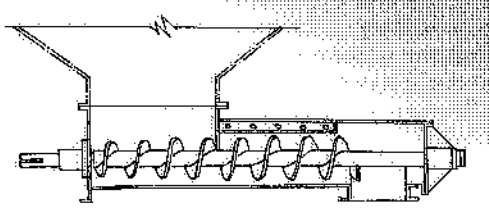


Fig. 26.9 – Applicazione di una coclea alla bocca di scarico di un silo.

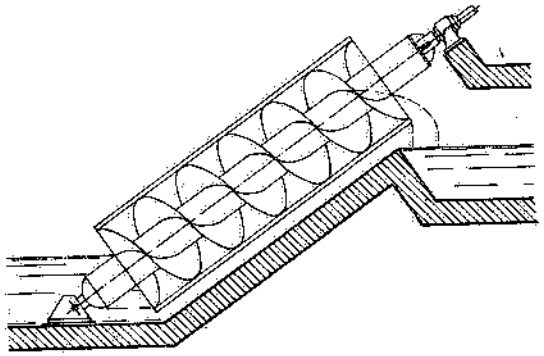


Fig. 26.10 – Impiego di un trasportatore a coclea per il sollevamento di acqua.

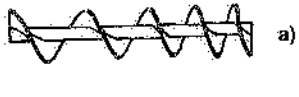


Fig. 26.11 – Coclee a passo variabile; a) crescente; b) decrescente.

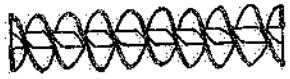


Fig. 26.12 – Coclea a due principî.

La potenzialità di un trasportatore a coclea è data dalla

$$Q = p\,\gamma\,\frac{\pi D^2}{4}\,n\,d \qquad (26.2)$$

dove:
Q = potenzialità di trasporto (Q in kg_f/s o Q* in N/s);
p = coefficiente di riduzione della potenzialità (1);
γ = peso specifico del materiale trasportato (kg_f/m^3 o N/m^3);
D = diametro della coclea (in m);
n = numero di giri dell'elica nell'unità di tempo (s);
d = passo della coclea (in m).

(1) Il coefficiente tiene conto del fatto che la coclea non risulta mai completamente riempita di materiale (sovente p = 0,3÷0,4).

La tab. 26.I fornisce alcune caratteristiche di trasportatori a coclea destinati a due categorie di materiali non abrasivi e precisamente:

- materiali della classe A: peso specifico 400÷600 kg/m³; polverulenti; facilmente scorrevoli;
- materiali della classe B: peso specifico 600÷800 kg/m³; granulari, ma di piccola pezzatura; scorrevoli.

La potenza assorbita dal motore elettrico si ottiene mediante la

Tabella 26.I – Diametri e velocità dei trasportatori a coclea normali.

Diametro coclea D mm	Numero di giri/min	
	Classe A (p = 0,4)	Classe B (p = 0,3)
100	180	120
200	160	110
300	140	100
400	120	90
500	100	80
600	90	75

$$N = \frac{Q\,L\,\alpha}{102\,\eta} = \frac{Q^*\,L\,\alpha}{1000\,\eta} \quad \text{(kW)} \tag{26.3}$$

dove, oltre ai simboli già noti, L è la lunghezza del trasportatore (in metri) ed α è un coefficiente che dipende dal tipo di materiale trasportato: indicativamente, $\alpha = 1{,}5$ per materiali della classe A e $\alpha = 2{,}5$ per materiali della classe B.

Il momento torcente è dato dalla

$$M_t = \frac{N}{n} \tag{26.4}$$

La lunghezza dei trasportatori a coclea è vincolata dalla capacità di assorbire il momento torcente (26.4) da parte dell'albero della coclea e degli accoppiamenti delle due estremità.

La norma UNI 10318 descrive un metodo di calcolo semplificato per valutare la portata di materiale e la potenza motrice dei trasportatori a vite.

26.4. TRASPORTATORI RASCHIANTI

I trasportatori raschianti (fig. 26.13) consistono in una o due catene che, muovendosi in un canale in lamiera, percorrono un circuito chiuso e trascinano il materiale polverulento o granulare dall'apertura di carico fino a quella di scarico.

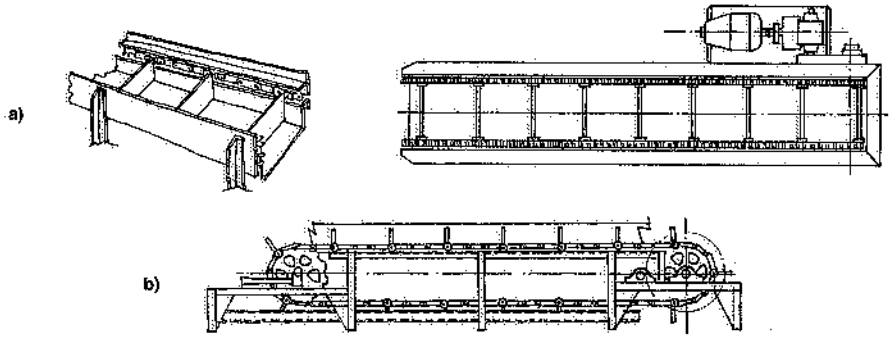


Fig. 26.13 – Trasportatori raschianti.

Le catene strisciano sul fondo oppure su guide laterali o ancora sono sostenute da ruote che a loro volta scorrono su apposite guide. Esse sono dotate di palette (aventi forme svariate) o di apposite appendici, per cui i materiali alla rinfusa risultano spinti e trascinati nello stesso tempo (fig. 26.14).

Questi sistemi di trasporto continuo sono in prevalenza utilizzati per il trasporto di materiali leggeri, non abrasivi, né fragili.

L'aderenza conseguente all'attrito interno del materiale trasportato consente di superare percorsi inclinati, verticali o misti (fig. 26.15). Il carico e lo scarico dei trasportatori in esame non presentano difficoltà.

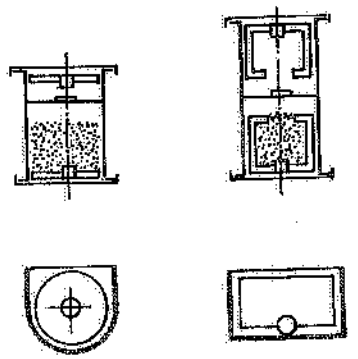


Fig. 26.14 – Appendici e palette fissate alle catene di trasportatori raschianti.

Le velocità delle catene raschianti variano in genere da 0,1 a 0,5 m/s.

I calcoli della potenzialità di trasporto, degli sforzi massimi delle catene e della potenza assorbita, si effettuano secondo le modalità già esposte nei capitoli precedenti. Però, nel caso dei trasportatori in esame, occorre:

- definire il coefficiente di attrito fra catene e appoggi nel caso dei trasportatori raschianti le cui catene strisciano su guide (tab. 26.II);
- valutare lo sforzo supplementare dovuto allo strisciamento del materiale contro le pareti del canale (tab. 26.III).

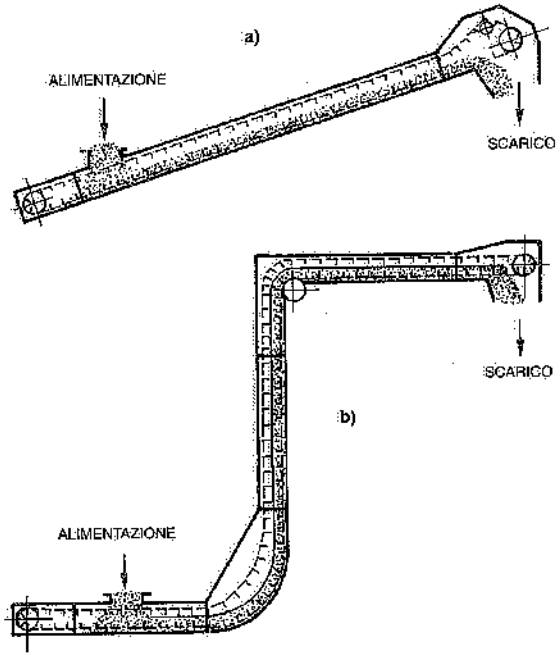


Fig. 26.15 – Trasportatori raschianti a percorso misto con indicazione dei punti di carico e scarico del materiale.

26.5. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.

Link-Belt, *Materials Handling and Processing Equipment*, U.S.A.

H. Bolz, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.

Tabella 26.II – Coefficiente di attrito in trasportatori raschianti per lo strisciamento delle catene sulle guide.

Catene striscianti	Asciutte	Lubrificate
Guide in legno duro	0,45	0,05
Guide lisce in acciaio	0,30	0,20
Guide ruvide e arrugginite	0,35	0,25

Tabella 26.III – Coefficiente di attrito dovuto allo strisciamento di alcuni materiali (alla rinfusa) contro le pareti di canali in lamiera.

Materiale	Coefficiente di attrito
Carbone in piccoli pezzi	0,33
Cemento in polvere	0,93
Ceneri secche	0,60
Coke	0,70
Truccioli di legno	0,35
Polvere calcarea	0,58
Sabbia asciutta	0,60
Scorie di carbone	0,90
Segatura umida	0,60
Zucchero semolato	0,67

27. Ascensori e montacarichi

27.1. CARATTERISTICHE GENERALI

Ascensori e montacarichi consistono essenzialmente in una cabina che si muove fra guide rigide verticali (fissate ad appositi ancoraggi) e sospesa a funi; queste ultime sono collegate, attraverso una puleggia (alla quale la fune aderisce o intorno alla quale si avvolge), ad un contrappeso o ad una seconda cabina. Un argano comanda la puleggia motrice. Freni, ammortizzatori e fine corsa superiori e inferiori devono essere previsti per garantire la massima sicurezza (fig. 27.1).

La fig. 27.2 fornisce gli schemi dei montacarichi e degli ascensori più comuni.

Definita la corsa media della cabina H (in metri) e noto il numero N di persone o di chilogrammi di merce da trasportare all'ora, si può determinare la capacità portante o portata P (in numero di persone o di chilogrammi) dell'ascensore o del montacarico, una volta definito il tempo T necessario per compiere il ciclo medio.

Tale tempo risulta dalla somma dei seguenti tempi componenti (espressi in secondi):

- apertura delle porte della cabina;
- carico della cabina;
- chiusura delle porte;
- avviamento;

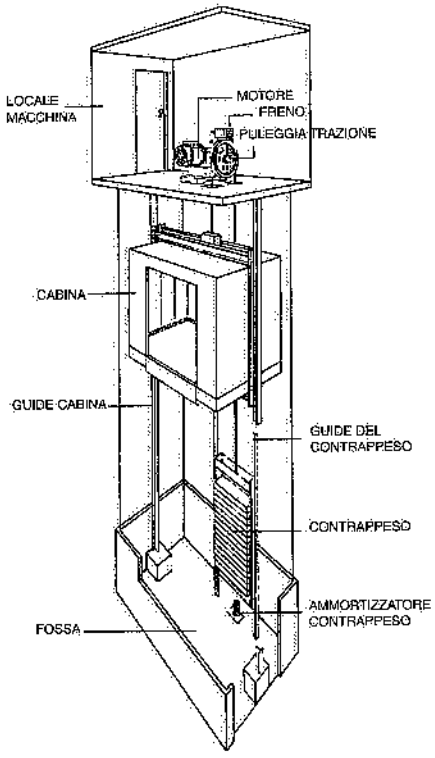


Fig. 27.1 – Ascensore elettrico a frizione.

– corsa media;
– frenatura;
– apertura delle porte;
– scarico della cabina;
– chiusura delle porte (1).

Nei calcoli del traffico, la corsa media degli ascensori si considera pari a 0,7 volte la corsa massima.

Altre indicazioni sono contenute nelle tabelle 27.I, 27.II, 27.III.

Il tempo occorrente per il carico e lo scarico della cabina si può assumere pari a 10 secondi, mentre il tempo per la manovra delle porte si considera pari a 16 secondi nel caso di porte a manovra manuale e a 6-8 secondi nel caso di porte automatiche.

Il tempo occorrente per il carico e lo scarico dei materiali sui montacarichi varia sensibilmente da un caso all'altro e deve essere valutato di volta in volta.

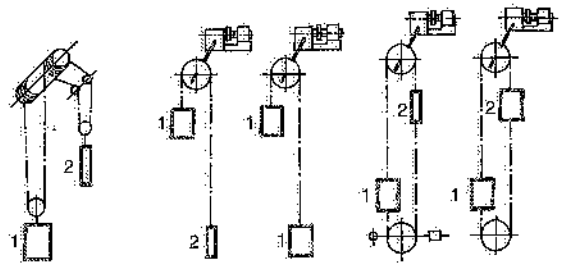


Fig. 27.2 – Schema di ascensori e montacarichi di più frequente impiego: 1. cabina; 2. contrappeso.

Tabella 27.I – Tempi minimi di avviamento in base alla potenza dei motori di sollevamento.

Potenza (kW)	Avviamento (secondi)
5 ÷ 10	2 - 3
25 ÷ 50	3 - 4
100	5
150	6

Tabella 27.II – Dati per il calcolo del tempo-ciclo degli ascensori.

N° di piani	N° persone trasportate	Velocità normale m/s	Accelerazione media m/s^2	Decelerazione media m/s^2
1	2 - 4	0,4	0,3	0,5
2 - 4	2 - 4	0,5 ÷ 0,8	0,5	0,6
4 - 8	4 - 6	0,8 ÷ 1,2	0,5 ÷ 0,8	0,6 ÷ 1
8 - 15	4 - 6	1,2 ÷ 4	1 ÷ 1,5	1 ÷ 1,5

Tabella 27.III – Dati per il calcolo del ciclo dei montacarichi.

Portata kg (2)	Velocità normale m/s	Accelerazione media m/s^2	Decelerazione media m/s^2
100 - 200	0,5 ÷ 0,3	0,2	0,3
200 - 500	0,5 ÷ 0,2	0,2	0,3
500 - 2000	0,4 ÷ 0,1	0,2	0,3
⩾ 2000	0,3 ÷ 0,1	0,1	0,2

(1) Il ciclo risulta ovviamente dimezzato nel caso di apparecchi a due cabine funzionanti a va e vieni.

27.2. ELEMENTI DI PROGETTO

Determinato il tempo T del ciclo medio, si può ottenere la capacità portante della cabina mediante l'espressione

(27.1) $$P = \frac{NT}{3600}$$

Con l'emanazione della Direttiva Ascensori 29 giugno 1995, n. 16, da parte del Consiglio della Comunità Europea (recepita in Italia dalla legge 24 aprile 1998, n. 128, e dal D.P.R. 30 aprile 1999, n. 162) è possibile costruire gli ascensori (intesi come mezzi di trasporto persone o di carichi accompagnati da persone, ossia con cabina accessibile alle persone stesse) seguendo una delle seguenti opzioni:
– attenersi alle norme armonizzate EN 81-1 (ascensori ad azionamento elettrico) e EN81-2 (ascensori ad azionamento idraulico);
– progettare l'ascensore soddisfando i "requisiti essenziali di sicurezza" prescritti dalla suddetta Direttiva ed effettuando l'analisi dei rischi per le parti non rispondenti alle norme EN 81 al fine di garantire misure sostitutive equivalenti.

Nel primo caso, si ha la "presunzione di conformità", mentre nel secondo è necessario ottenere la validazione del progetto da parte di un ente terzo (organismo notificato) riconosciuto nell'ambito della Comunità, chiamato a certificare che le soluzioni tecniche adottate, ove non conformi alle norme EN 81, garantiscano comunque livelli di sicurezza almeno equivalenti.

Fra i numerosi organismi notificati, si possono citare IMQ, DNV, TÜV, LIFTINSTITUUT, RINA, FIMTEKNO.

L'unificazione europea sugli ascensori e montacarichi precisa, in funzione della capacità portante (2), le principali caratteristiche delle cabine normali, per cui, noto P, si possono ricavare gli altri elementi di progetto (tab. 27.IV).

Il D.P.R. 30 aprile 1999, n. 162 (3), mette in relazione la capacità portante delle cabine degli ascensori e montacarichi con il numero di persone trasportate e fornisce

Tabella 27.IV – Principali caratteristiche di ascensori e montacarichi.

Tipo di impianto	Caratteristiche			
	Capacità portante kg_f	N° minimo funi (o catene)	grado di sicurezza funi	grado di sicurezza catene
Ascensori per trasporto di sole persone oppure di cose accompagnate da persone	⩾ 100	2 > 2	⩾ 16 ⩾ 12	⩾ 10
Montacarichi per trasporto di sole cose (*)	⩽ 300	2	⩾ 8	⩾ 6,5

(*) Progettati e costruiti secondo la Direttiva Macchine (D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459). L'abitacolo del montacarichi NON deve essere accessibile alle persone. La norma tecnica di riferimento è la EN 81-31.

(2) La capacità portante delle cabine si calcola sulla base di 75 kg_f per persona più 25÷30 kg_f.

(3) Tale Regolamento si applica ad ascensori e montacarichi in servizio privato e/o accessibili al pubblico.

la corrispondente superficie interna delle cabine stesse: nella tab. 27.V sono riportate tali indicazioni per gli elevatori di più corrente impiego.

A sua volta, la norma UNI ISO 4190 fornisce le principali caratteristiche delle cabine degli ascensori, dei vani di percorso e dei locali per il macchinario. Riportiamo in tab. 27.VI alcuni dati contenuti in tale norma.

Infine, la legge 9 gennaio 1989, n. 13, e successive integrazioni e circolari esplicative dettano prescrizioni tecniche atte a garantire l'utilizzo degli ascensori da parte dei disabili, nell'ambito degli interventi rivolti al superamento delle barriere architettoniche.

Essenzialmente, tali innovazioni normative riguardano alcune caratteristiche tecniche degli ascensori (in particolare, le dimensioni delle cabine). Più precisamente:

1) il D.M. 14 giugno 1989, n. 236, prescrive le dimensioni minime di seguito riportate (in metri):
   a) ascensori da installare in edifici di nuova costruzione, non residenziali:
      - cabine: 1,10 (larghezza) x1,40 (profondità);
      - porte automatiche: 0,80x2,00;
   b) ascensori da installare in edifici residenziali di nuova costruzione:
      - cabine: 0,95 (larghezza)x1,30 (profondità);
      - porte automatiche: 0,80x2,00;
   c) ascensori da installare in edifici preesistenti:
      - cabine: 0,80 (larghezza)x1,20 (profondità);
      - porte automatiche: 0,75x2,00;
2) il D.P.R. 24 luglio 1996, n. 503, ammette le stesse dimensioni prescritte dal D.M. 14 giugno 1989, n. 236, anche per gli ascensori da installare in edifici, spazi e servizi pubblici per l'eliminazione delle barriere architettoniche;
3) nell'intento di unificare le caratteristiche degli ascensori accessibili ai disabili, è stata emessa la norma europea EN 81-70; tale norma prevede tre dimensioni standard di cabine (misure in metri):
   a) 1,00 (larghezza) x 1,25 (profondità) per portate fino a 450 kg_f con porte automatiche di 0,80x2,00;
   b) 1,10 (larghezza) x 1,40 (profondità) per portate fino a 630 kg_f con porte automatiche di 0,80x2,00;
   c) 2,00 (larghezza) x 1,40 (profondità) per portate fino a 1275 kg_f con porte automatiche di 0,90x2,00;
4) secondo la Direttiva Macchine (D.P.R. n. 459/1996) è consentito installare elevatori speciali, piattaforme e servoscale per il trasporto di disabili: i requisiti di sicurezza sono compendiati nella norma UNI 9801.

Tabella 27.V – Corrispondenza fra portata, superficie utile della cabina e numero delle persone, in osservanza della norma EN 81.

Portata kg_f	Superficie m^2 max.	Superficie m^2 min.	N°. persone
250	0,767	0,600	3
325	0,966	0,790	4
375	1,100	0,980	5
400	1,170	0,980	5
475	1,350	1,170	6
500	1,400	1,170	6
575	1,550	1,310	7
630	1,660	1,450	8
675	1,750	1,590	9
700	1,800	1,590	9
775	1,950	1,730	10
800	2,000	1,730	10
850	2,100	1,870	11
875	2,150	1,870	11
1000	2,400	2,150	13
1250	2,900	2,570	16
1500	3,400	3,130	20
1600	3,560	3,245	21
1800	3,880	3,590	24
2000	4,200	3,820	26

Tabella 27.VI – Indicazioni sugli ascensori fornite dalla tabella UNI ISO 4190.

Portate (*) kg_f	Dimensioni vano cabina m	Dimensioni cabina m	Locale per il macchinario (°) m
400	1,50 x 1,50	1,15 x 0,95	3,00 x 2,50
630	1,80 x 1,80	1,40 x 1,15	3,50 x 3,00
1000	2,10 x 2,10	1,70 x 1,40	4,00 x 3,50

(*) Per esigenze specifiche si realizzano anche ascensori con portate di 250, 325, 475 o 775 kg_f.
(°) Per impianti a corrente alternata.

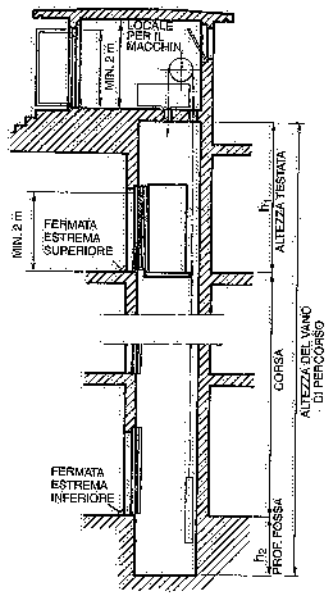


Fig. 27.3 – Sezione tipica del vano di percorso di una cabina di ascensore o montacarico e del locale macchinario.

La fig. 27.3 si riferisce alla sezione tipica del vano di percorso per la cabina di un ascensore e del locale per il macchinario; fornisce inoltre le altezze minime delle porte della cabina e del locale per il macchinario. I valori di h_1 e di h_2 (rispettivamente altezza della testata e della fossa del vano di percorso della cabina) dipendono dalla velocità V dell'ascensore: orientativamente, si possono assumere i valori indicati in tab. 27.VII.

Tabella 27.VII – Valori di h_1 e h_2 in funzione di V.

Per $V \leq 1{,}00$ m/s	$h_1 = 3{,}70$ m	$h_2 = 1{,}50$ m
Per $V > 1{,}00$ m/s	$h_1 \geq 4{,}00$ m	$h_2 = 2{,}00$ m

Le già citate norme EN 81 precisano che, nella fossa sottostante la cabina, devono essere disposti ammortizzatori, atti ad assicurare, in qualsiasi condizione, uno spazio libero di altezza non minore di 0,50 m tra il fondo della fossa e la parte più sporgente della cabina. Anche sotto il contrappeso devono essere previsti ammortizzatori per assicurare in ogni caso uno spazio libero di altezza non minore di 1,20 m tra il tetto della cabina e la parte più sporgente del soffitto del vano, quando il contrappeso appoggia sugli ammortizzatori compressi.

Per quanto riguarda le porte delle cabine, esse possono essere:
- a cerniera, a due battenti (fig. 27.4);
- scorrevoli con apertura centrale a mano o automatica (figg. 27.5 e 27.6).

Le porte al piano possono essere:
- a cerniera, ad un battente apribile verso l'esterno (figg. 27.4 e 27.5);
- scorrevoli lungo la parete del vano di corsa, con apertura automatica (fig. 27.6).

L'altezza libera della cabina deve essere non minore di 2 m negli ascensori (4) e

(4) Anche l'altezza libera degli accessi dei piani agli ascensori deve essere non minore di 2 m.

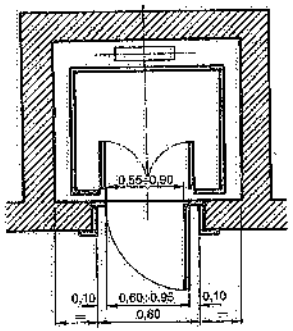


Fig. 27.4 – Cabina di ascensore con porta a due battenti; la porta al piano è a cerniera ad un battente.

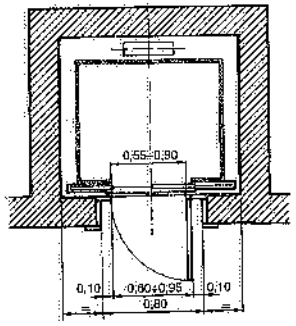


Fig. 27.5 – Porta di cabina scorrevole ad apertura centrale a mano e porta al piano a cerniera ad un battente.

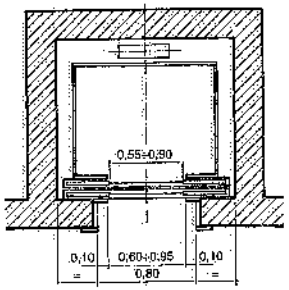


Fig. 27.6 – Porta di cabina e porta al piano scorrevoli ad apertura centrale automatica.

non maggiore di 1,20 m nei montacarichi per sole cose (ovverosia non accessibili alle persone).

Sono possibili numerose disposizioni (in pianta) del locale per il macchinario rispetto al vano di percorso della cabina. La fig. 27.7 ne indica alcune fra le più comuni. Peraltro, la Direttiva Ascensori ha permesso l'immissione sul mercato di ascensori di nuova concezione, fra i quali i cosiddetti *machine-roomless* (cioè ascensori privi di locale macchine), in cui il macchinario è disposto nel vano di corsa ed il quadro di manovra nello stipite della porta di piano (fig. 27.8).

La motorizzazione delle cabine può essere elettrica od idraulica.

La tab. 27.VIII fornisce alcuni parametri caratteristici degli impianti di sollevamento.

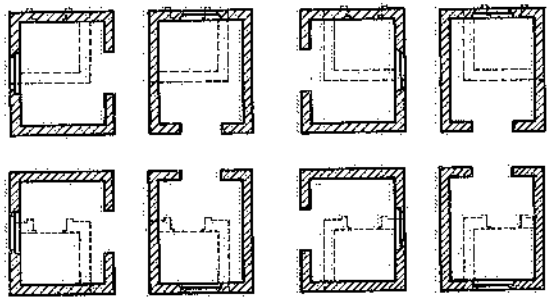


Fig. 27.7 – Esempi di disposizioni del locale macchinario rispetto al vano cabina.

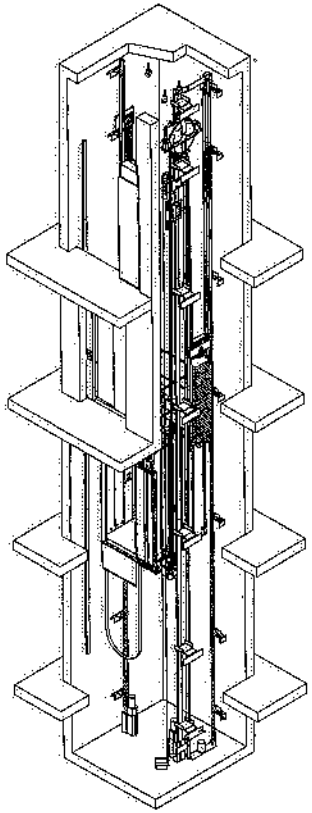


Fig. 27.8 – Ascensore senza locale macchine (machineroomless).

Tabella 27.VIII – Ascensori e montacarichi: caratteristiche tecniche più ricorrenti.

Frenatura	Precisione fermata (mm)	Tipo di motore	Velocità (m/s)	Portata (kg_f)
Freno meccanico	± 50 mm	Asincrono a 4 o 6 poli	0,63	⩽325
Commutazione polarità + freno meccanico	± 30 mm	Asincrono a doppia serie di poli	1,00	⩽630
Rallentamento elettrico + freno meccanico	± 10 mm	Asincrono con frenatura in c.c.	1,60	⩽1.250
Regolazione continua + freno di stazionamento	± 5 mm	Asincrono trifase a frequenza variabile A induzione a frequenza variabile	⩾1,00	⩽2.000
Regolazione continua + freno di stazionamento	± 5 mm	Corrente continua con motogeneratore	⩾2,00	⩾2.500
Regolazione continua + freno di stazionamento	± 5 mm	Corrente continua con convertitore statico	⩾2,00	⩾2.500
Regolazione fluido	± 20 mm	Asincrono con motopompa (*)	0,63	⩽630

(*) Nei montacarichi la velocità è ⩽0,40 m/s, la portata ⩾2000 kg.

27.3. DISPOSITIVI DI SICUREZZA

I principali dispositivi di sicurezza prescritti dalla vigente normativa italiana su ascensori e montacarichi riguardano:

- paracadute idoneo a fermare la cabina in discesa, con carico equivalente alla portata, nel caso di rottura di tutte le funi o catene e nel caso di eccesso di velocità;
- apparecchio di sicurezza atto a impedire l'eccesso di velocità della cabina in salita (introdotto dalla Direttiva Ascensori);
- interruttori di extracorsa per fermare il macchinario quando la cabina oltrepassi i piani estremi della distanza minima compatibile con il funzionamento normale dell'impianto stesso e prima che la cabina o il contrappeso appoggi sugli ammortizzatori;
- serratura meccanica per ogni porta di piano allo scopo di impedirne l'apertura finché la cabina non sia ferma o non stia fermandosi, entro la distanza di 0,35 m dal piano; la serratura deve essere integrata da un contatto di sicurezza allo scopo di impedire il movimento della cabina se la porta del piano non è stata prima chiusa e bloccata;
- contatti di sicurezza da applicare alle porte della cabina, al fine di impedire il movimento della cabina se le porte non sono chiuse;
- cabine munite di mezzi di comunicazione bidirezionali che garantiscano un collegamento permanente con un servizio di pronto intervento (vd. EN 81-28);
- freno elettromeccanico attivo in assenza di tensione e a motore non inserito;
- valvola di blocco del flusso attiva in assenza di tensione (alternativa al freno negli impianti azionati a fluido).

Non è prescritto un limite per la tensione di alimentazione dei motori di sollevamento, anche se è opportuno che non siano superati i 500V. Per tutti gli altri apparecchi elettrici e per i circuiti di sicurezza e di controllo, la tensione non deve superare i 250 V.

Per il calcolo (a tensione) delle funi o delle catene portanti si devono considerare il carico statico massimo di esercizio ed i coefficienti di sicurezza riportati nella tab. 27.IV per ciascuna categoria di ascensori e montacarichi.

Particolare importanza riveste la verifica della stabilità allo scorrimento sulla puleggia di aderenza delle funi portanti. In proposito, la norma EN 81-1 riporta in appendice (riferimenti M e N) le modalità di calcolo in funzione dei carichi, del numero di pulegge e rinvii, del coefficiente di attrito delle funi nelle gole delle pulegge (dipendente dalla conformazione dell'angolo di intaglio) e dell'angolo di avvolgimento, del numero di funi utilizzate e della velocità della cabina.

Essenzialmente, l'aderenza delle funi sulla puleggia deve essere tale da soddisfare le tre condizioni seguenti:

- la cabina caricata al 125% della sua portata nominale deve essere mantenuta al livello del piano senza scorrimento delle funi (in altri termini, l'aderenza deve essere sufficiente a evitare scorrimenti fra puleggia e funi quando la cabina è sovraccaricata del 25%);
- la frenata di emergenza della cabina (sia essa vuota o caricata con la portata nominale) deve provocare una riduzione della velocità compatibile con quella di calcolo degli ammortizzatori (ovverosia l'aderenza fra funi e puleggia deve rallentare la cabina rispetto alla sua velocità nominale anche quando la stessa viene fermata bruscamente);
- non deve essere possibile spostare la cabina vuota con un movimento di rotazione della puleggia di frizione quando il contrappeso è appoggiato sugli ammortizzatori.

Al fine di usufruire di una maggiore elasticità nella ubicazione del locale macchine e di prevedere una minore altezza della testata, si vanno diffondendo sistemi di azionamento degli ascensori e montacarichi *machinecroomless* (con macchina e quadro di manovra ubicato all'interno del vano anziché in apposito locale, fig. 27.8) e di tipo idraulico (fig. 27.9), consistente in un pistone azionato da una motopompa.

Con quest'ultima soluzione è possibile:

- ridurre l'altezza della testata del vano di corsa fino a 3,30 m;
- disporre il locale del macchinario non necessariamente al di sopra del vano corsa, ma anche ad un piano intermedio o in basso.

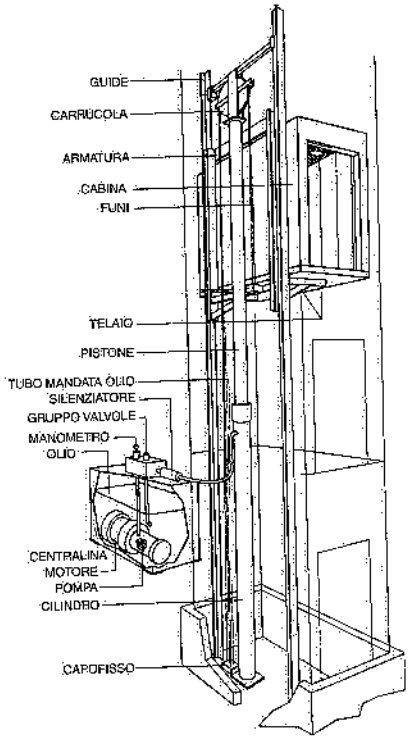


Fig. 27.9 – Ascensore idraulico ad azionamento indiretto.

27.4. MESSA IN SERVIZIO DEGLI ASCENSORI - CONTROLLI PERIODICI

Prima di essere messi in esercizio, gli ascensori e i montacarichi accessibili alle persone, devono essere verificati e marchiati con il marchio CE dall'installatore, come previsto dal D.P.R. 30 aprile 1999, n. 162. La verifica finale può essere fatta sia dall'installatore che ne abbia i requisiti (sistema di qualità certificato) sia da un Organismo Notificato (Direttiva CE 29 giugno 1995, n. 16).

Sono inoltre previste visite di controllo obbligatorie, ogni due anni, da parte di un ente terzo (ASL, ARPA, Organismi notificati) scelto dal proprietario, nonché controlli disposti a campione dalle competenti Autorità.

In sostanza, la normativa mira a garantire la sicurezza degli utilizzatori, nonché degli addetti alle visite di controllo ed alla manutenzione degli ascensori. Prevede inoltre che venga fornita una pronta assistenza ai passeggeri che rimangano eventualmente intrappolati negli ascensori stessi.

27.5. IMPIANTI SPECIALI

Numerosi sono gli impianti speciali realizzati nel campo dei montacarichi.

Fra gli altri, ricordiamo i seguenti:

- *skip* (fig. 27.10): una benna a scarico automatico sostituisce la cabina ed è impiegata per caricare cubilotti, forni fusori, ecc.; la capacità della benna può variare da 250 a oltre 4000 dm^3. In taluni impianti anche il carico avviene automaticamente. Il comando dello skip può essere manuale o automatico (5);
- *paternoster* (fig. 23.10), già citati nel capitolo 23: sono costituiti da più cabine o ripiani, sospesi a catene continue, laterali al carico, con gruppi di rinvio dentati superiore e inferiore (tenditore). Come già si è detto, i paternoster sono generalmente impiegati per il trasporto verticale di merci ovvero per l'immagazzinamento di materiali.

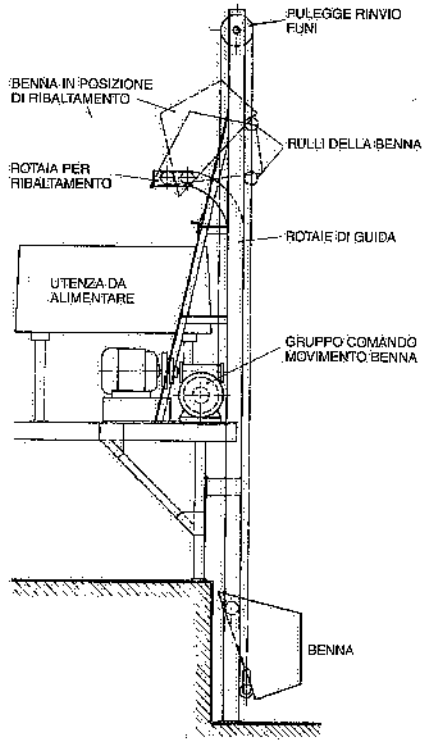


Fig. 27.10 – Skip a corsa verticale e scarico della benna per rovesciamento.

(5) Come per gli ascensori e montacarichi normali, la potenzialità di trasporto degli skip si determina considerando il tempo di ciclo e assumendo la velocità più conveniente (12÷20 m/min per corse brevi e basse potenzialità; (20÷30 m/min per gli impianti con elevate prestazioni).

27.6. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
G. Portigliotti, *Dimensionamento dei motori di sollevamento degli ascensori*, Omar, n. 27, 1982.
G. Portigliotti, *La sicurezza degli utenti e degli operatori nel trasporto verticale*, NT Tecnica e tecnologia, n. 4, 1997.
Kone Ascensori, Pero (Milano).

28. Sistemi di trasporto persone

28.1. CLASSIFICAZIONE

In questo capitolo vengono citati i più noti sistemi di trasporto persone nell'ambito di stabilimenti, mostre, padiglioni, grandi magazzini, ecc. Si tralasciano invece i trasporti pubblici, in quanto essi appartengono ai cosiddetti *trasporti esterni*, dei quali non ci occupiamo in questa sede.

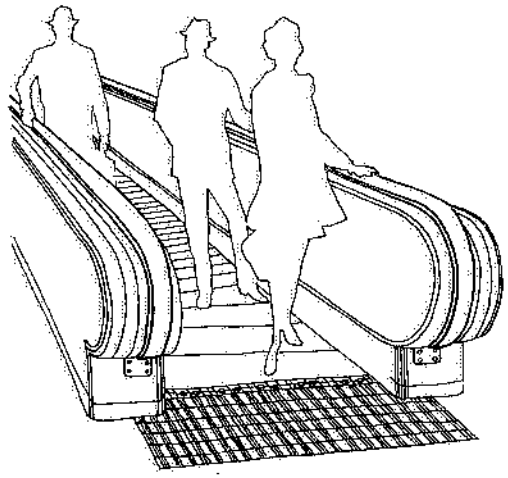


Fig. 28.1 – Trasportatore continuo di persone.

Nel caso più generale, il trasporto di persone nell'ambito di impianti aventi un'estensione relativamente limitata, può essere effettuato mediante:
- sistemi di trasporto continui;
- sistemi di trasporto discontinui.

I *trasportatori continui* consistono in mezzi di trasporto atti ad assicurare un flusso ininterrotto di viaggiatori (fig. 28.1).

In genere, tali sistemi di trasporto sono realizzati mediante nastri trasportatori correnti su rulli o superfici metalliche lisce; in altri casi, si ricorre a trasportatori a piastre del tipo apron.

Inoltre, i sistemi continui possono essere:
- dotati di appositi elementi che consentono ai viaggiatori di sedersi lungo il percorso;
- destinati a persone in piedi.

La velocità dei trasportatori continui è uniforme durante tutto il percorso e

dipende dalle prestazioni richieste ad ogni trasportatore; è però sempre strettamente condizionata dai sistemi e dalle possibilità di salita e di discesa dei viaggiatori.

I *trasportatori discontinui* consistono in un sistema di singole unità di trasporto dotate di moto discontinuo (fig. 28.2). Tali unità di trasporto sono costituite da una o più cabine atte al trasporto di persone. Per quanto riguarda il sistema di trazione, le cabine possono essere automotrici oppure trainate da funi o catene.

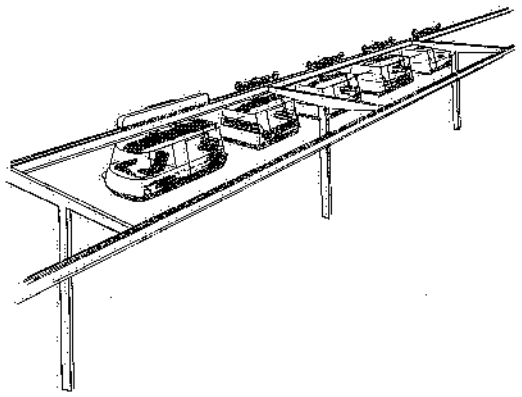


Fig. 28.2 – Trasportatore discontinuo di persone.

Caratteristica fondamentale dei sistemi di trasporto discontinui è la presenza alle estremità del percorso e, all'occorrenza, in punti intermedi, di stazioni di sosta in corrispondenza delle quali avviene la salita o la discesa dei passeggeri.

Le velocità dei trasportatori discontinui, fra le stazioni di salita e di discesa, sono mediamente più elevate delle velocità adottate per i trasportatori continui.

In generale, la potenzialità di trasporto può essere variata aumentando o diminuendo il numero delle unità di trasporto impiegate sulla linea; raramente si ricorre alla variazione della velocità media del mezzo.

28.2. CARATTERISTICHE GENERALI DEI TRASPORTATORI CONTINUI

La potenzialità oraria dei trasportatori continui, siano essi costituiti da nastro o da apron, è funzione della larghezza e della velocità degli stessi.

Per quanto riguarda la velocità, è evidente che, nella maggioranza dei casi, si ha interesse ad attribuire al sistema di trasporto la massima velocità possibile. Ora, se è vero che la velocità di un trasportatore continuo potrebbe raggiungere valori notevoli durante il percorso, quando cioè il passeggero si muove ormai di moto uniforme, lo stesso non può avvenire durante le fasi di salita e di discesa; ragione per cui il limite superiore della velocità dei trasportatori continui è imposto, in definitiva, dalla necessità di rendere agevoli e sicure la salita e la discesa dei passeggeri.

Al fine di stabilire la velocità dei trasportatori, occorre inoltre distinguere gli stessi in base al loro impiego (trasporti di maestranze negli stabilimenti industriali, spostamenti dei clienti nei centri commerciali, impianti sportivi, ecc.): infatti, a seconda degli utenti, la velocità dei trasportatori continui varia in modo notevole: è più elevata quando gli utenti sono costituiti da persone giovani o sportive, più bassa quando i mezzi di trasporto sono destinati a persone di ogni età. Normalmente la velocità è di 0,5 m/s, ma si realizzano marciapiedi mobili la cui velocità arriva fino a 0,9 m/s.

La superficie mobile dei sistemi di trasporto continui può essere realizzata con:

- nastri di tela a più strati rivestiti di gomma;
- nastri metallici rivestiti di gomma;
- convogliatori tipo apron.

Allorquando si ricorre a nastri trasportatori, è anche importante che le persone trasportate non "sentano" i rulli sui quali scorre il nastro: in altre parole, è essenziale che la superficie di carico del nastro sia piana e uniforme in tutti i punti del percorso: ciò si ottiene, in particolare, avvicinando opportunamente i rulli di sostegno.

In genere, le balaustrate laterali sono svasate e, quasi sempre, sopportano superiormente guide in gomma costituenti i cosiddetti mancorrenti mobili (fig. 28.3).

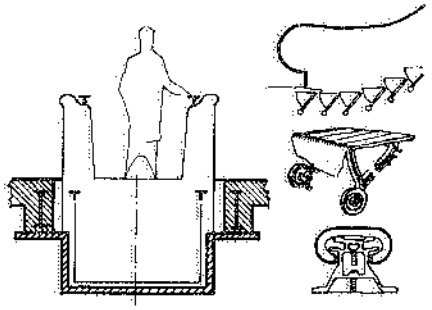


Fig. 28.3 – Sezione trasversale di un trasportatore continuo per persone: trattasi di una scala mobile, con particolari dell'accesso, di un gradino (a pettine) e del mancorrente in gomma.

In alcuni casi, si realizzano trasportatori continui che possono muoversi alternativamente in un senso e nel senso opposto (con sensibili complicazioni per le testate motrici).

In pratica, al fine di evitare eccessive sezioni del nastro, le lunghezze dei singoli trasportatori a nastro per persone non superano i 300 m; per lunghezze superiori, conviene ricorrere a due o più trasportatori distinti.

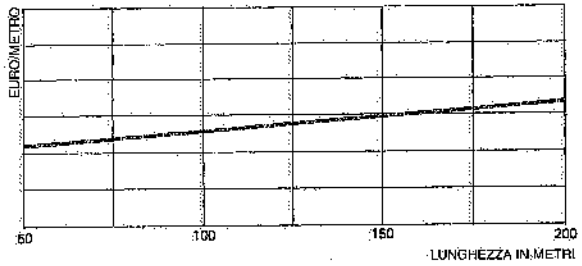


Fig. 28.4 – Andamento del costo di primo impianto di un trasportatore a nastro per persone in funzione della sua lunghezza.

Esaminando il costo di trasportatori a nastro per lunghezze variabili da 50 m a 200 m, si rileva che, per una determinata larghezza e velocità del nastro, il costo di questo aumenta all'incirca secondo una retta (fig. 28.4). Mancorrenti, rulli e intelaiature presentano costi praticamente costanti rispetto alla variazione di lunghezza del trasportatore. La testata motrice, la testata tenditrice ed i dispositivi adottati nelle stazioni di salita e di discesa, incidono sul costo (riferito al metro lineare) del trasportatore in misura decrescente al variare della sua lunghezza da 50 m a 200 m. Ne consegue che, entro i limiti di lunghezza suddetti, il costo al metro lineare del trasportatore a nastro non subisce sensibili variazioni.

28.3. SISTEMI PER FACILITARE LA SALITA E LA DISCESA

Nel caso dei trasportatori continui, l'attenzione maggiore deve essere rivolta alle operazioni di salita e di discesa dei passeggeri: ciò in quanto tali operazioni sono le più pericolose.

Infatti, quando una persona sale su un trasportatore a nastro o apron, passa da una superficie di appoggio ferma ad una mobile ed il suo corpo viene sottoposto ad uno squilibrio, tanto più pericoloso quanto più la velocità del trasportatore è elevata. Il passeggero reagisce, quasi istintivamente, spostando in avanti il corpo oppure ristabilendo il suo equilibrio grazie ad uno o due mancorrenti laterali ai quali egli si afferra con una o entrambe le mani: se i mancorrenti sono mobili ed hanno la stessa velocità del trasportatore, la loro funzione si rivela maggiormente utile.

Lo stesso inconveniente si verifica quando il passeggero abbandona il trasportatore e scende su un piano fisso: l'equilibrio viene assicurato prolungando i mancorrenti oltre il piano mobile del trasportatore.

Quanto sopra vale nel caso in cui il passeggero si trovi a salire o a scendere frontalmente rispetto al senso di marcia del sistema di trasporto. Nei casi in cui deve salire o discendere lateralmente rispetto all'asse longitudinale del trasportatore, il problema della sicurezza richiede maggiori attenzioni: è quanto si verifica in modo particolare per la salita e la discesa in posizioni intermedie rispetto alle due testate del trasportatore.

Numerosi studi e realizzazioni sono stati effettuati al fine di facilitare le operazioni di salita e di discesa dai trasportatori continui, specie in corrispondenza di stazioni intermedie. La fig. 28.5 illustra in forma schematica alcuni accorgimenti e sistemi atti a permettere e facilitare tali operazioni. Per quanto riguarda la discesa laterale che, come si è detto, presenta le maggiori difficoltà, tre sono le soluzioni principali:

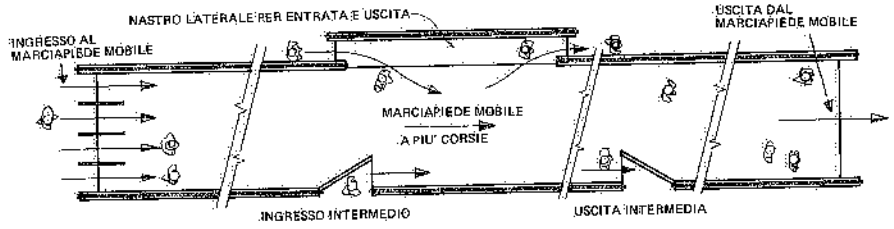


Fig. 28.5 – Modalità di salita e di discesa di passeggeri su un trasportatore continuo.

1) impiego di *nastri ausiliari* correnti lateralmente al nastro principale ed alla sua stessa velocità;
2) *inviti laterali* di accesso e di uscita: questa soluzione è meno costosa della precedente, però impone velocità minori per il nastro trasportatore;
3) *piattaforme fisse* trasversali rispetto al trasportatore continuo (fig. 28.6): questo sistema è certamente il più economico; presenta però l'inconveniente che, in corrispondenza di ogni piattaforma, anche la persona che intende proseguire il cammino sul trasportatore, deve discendere e poi salire di nuovo.

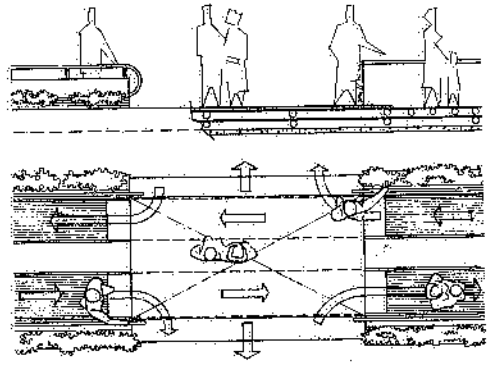


Fig. 28.6 – Piattaforma fissa trasversale rispetto al moto del trasportatore.

È invece sconsigliabile l'installazione di un trasportatore continuo che consenta la salita e la discesa in ogni punto del percorso; in queste condizioni, sono ritenute pericolose velocità del trasportatore dell'ordine di 25 m/min. D'altro lato, la riduzione di velocità, necessaria per motivi di sicurezza, può far sì che il tempo richiesto per compiere il tragitto risulti eccessivo e la capacità di trasporto troppo bassa.

Poco consigliabile appare anche la soluzione con appigli pensili portati da un convogliatore aereo che corre sopra il marciapiede mobile alla stessa velocità di questo (fig. 28.7).

Pertanto, la soluzione più conveniente da adottare per la salita e la discesa dei passeggeri va scelta fra i tre casi principali sopra elencati.

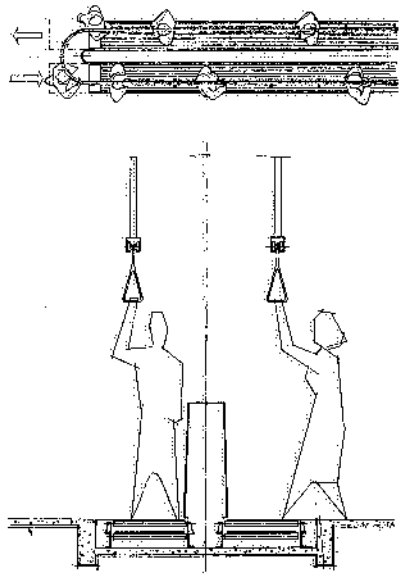


Fig. 28.7 – I passeggeri del trasportatore continuo si afferrano agli appigli pensili del convogliatore aereo.

28.4. MANCORRENTI

Specie se gli utenti sono costituiti da persone aventi età diverse, risulta assai utile la presenza di corrimani ai lati del mezzo di trasporto: tali mancorrenti, infatti, permettono di alleviare l'eventuale disagio delle persone non giovani, riducono la fatica e consentono di posare lo sguardo sulle eventuali attrattive circostanti durante la corsa.

In linea generale, i trasportatori a nastro possono avere:
- nessun mancorrente;
- un mancorrente fisso;
- due mancorrenti fissi;
- un mancorrente mobile;
- un mancorrente fisso e uno mobile;
- due mancorrenti mobili.

Ci soffermiamo brevemente sui mancorrenti, data la loro importanza nel campo dei trasportatori continui per persone.

Anzitutto, i mancorrenti, specie se mobili, facilitano le operazioni di salita e di discesa.

È statisticamente dimostrato che le persone che si servono dei trasportatori a nastro si appoggiano generalmente al mancorrente destro, fatta eccezione per i casi in cui tale mancorrente fiancheggi una parete oppure la vista che si offre sul lato sinistro del trasportatore sia più interessante e varia di quella del lato destro.

La velocità dei nastri senza mancorrenti è generalmente inferiore a quella che si può raggiungere senza inconvenienti con nastri muniti di mancorrente mobile.

La posizione dei mancorrenti è sempre alquanto spostata verso l'esterno rispetto ai bordi laterali del nastro; la sua altezza rispetto al piano di calpestio è inferiore al metro.

28.5. VELOCITÀ

Le velocità dei trasportatori continui non superano in genere i 40÷50 m/min. In pratica, le velocità massime variano da 30 a 40 m/min.

Evidentemente, i valori più elevati della velocità si adottano solo per impianti particolari, come i trasportatori installati nelle officine oppure destinati a persone giovani; inoltre, per trasportatori a una sola corsia e con due mancorrenti mobili laterali (ciò in quanto, durante la salita e la discesa, il viaggiatore può appoggiarsi con entrambe le mani ad un sostegno dotato della stessa velocità di traslazione del trasportatore).

La fig. 28.8 fornisce le velocità di sicurezza per alcuni sistemi di trasporto continui di persone.

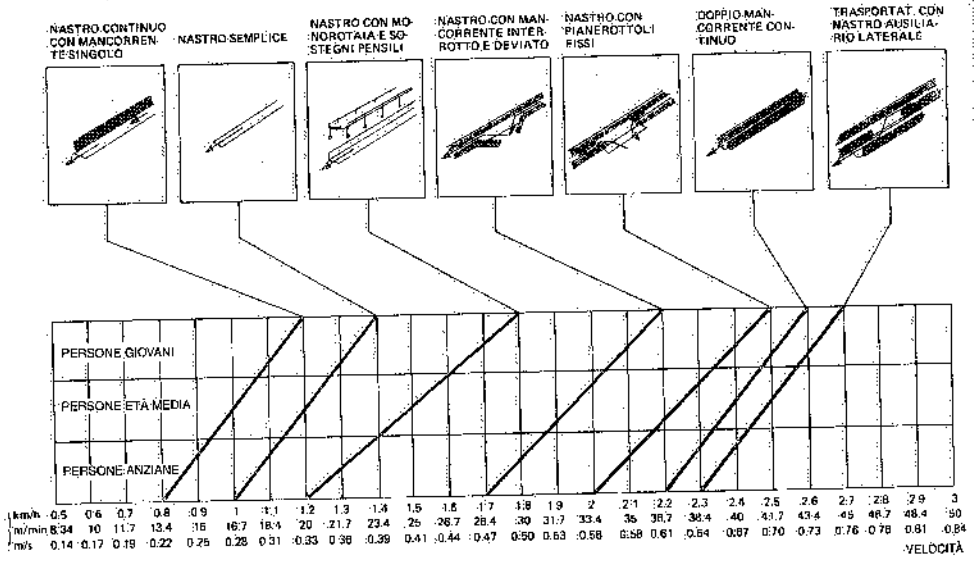


Fig. 28.8 – Velocità di sicurezza per trasportatori continui.

28.6. LARGHEZZA DEI MARCIAPIEDI MOBILI

I marciapiedi mobili rientrano fra le apparecchiature regolamentate dalla Direttiva Macchine (D.P.R. n. 459/1996). La norma tecnica di riferimento per la loro costruzione è la UNI EN 115.

La superficie mobile di un trasportatore può essere a una, due, tre o più corsie. La larghezza varia da un minimo di 50 cm per i trasportatori ad una sola corsia a massimi compresi fra i 2÷3 m per marciapiedi mobili a più corsie. In pratica, però, si realizzano trasportatori continui a una, due o al massimo tre corsie: la larghezza del nastro mobile destinata a ciascuna di tali corsie dipende dalla comodità che si vuole assicurare al viaggiatore ed all'eventualità che egli porti con sé dei carichi (ad esempio, bagagli).

I marciapiedi mobili a più corsie, grazie alla minore velocità di traslazione, hanno di solito mancorrenti fissi e di altezza limitata, atti a suddividere il flusso in entrata ed eventualmente in uscita, su più file (fig. 28.5).

In sintesi, le larghezze dei marciapiedi mobili, a seconda del numero di corsie, sono comprese fra i minimi ed i massimi indicati dalla tab. 28.I. Le larghezze standard sono di 600, 800, 1000, 1400 mm.

La fig. 28.9 fornisce la potenzialità massima dei trasportatori continui a una, due e tre corsie in funzione della velocità.

Tabella 28.I – Larghezze dei marciapiedi mobili.

Larghezza	Minima	Massima
1 corsia	500	800
2 corsie	900	1200
3 corsie	1300	1600

28.7. PENDENZA DEI TRASPORTATORI CONTINUI

I trasportatori continui sono impiegati anche per superare dislivelli: sono stati installati nastri trasportatori con inclinazione massima di 15° in salita e di 12° in discesa.

Si può assumere un'inclinazione di 12° come valore massimo per impianti destinati a funzionare nei due sensi. Le pendenze maggiori si possono realizzare con trasportatori ad una corsia e dotati di mancorrenti mobili laterali. Se si devono superare pendenze maggiori dei valori sopra indicati, si ricorre alle scale mobili.

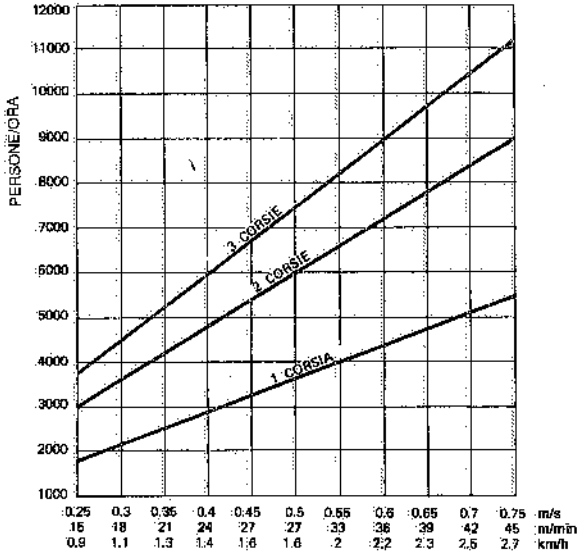


Fig. 28.9 – Potenzialità dei trasportatori continui a una o più corsie.

28.8. POTENZA ELETTRICA ASSORBITA

Il calcolo della resistenza al moto e della potenza elettrica assorbita dai trasportatori a marciapiedi mobili si conduce in analogia a quanto esposto per i trasportatori a nastro (capitolo 22). Anche qui, infatti, le resistenze che si oppongono al moto dipendono dal carico utile e dal peso proprio del nastro o delle tapparelle, dei rulli, delle catene e così via.

In definitiva, la potenza assorbita è data dalla

$$N = \frac{R \cdot v}{102\eta} = \frac{R^* v}{1000\eta} \quad \text{(kW)} \tag{28.1}$$

essendo R la resistenza totale in kg_f e R* in N, v la velocità del trasportatore (in m/s) ed η il rendimento del gruppo motore (0,7 circa).

28.9. SCALE MOBILI

Le scale mobili rientrano fra le apparecchiature regolamentate dalla Direttiva Macchine 89/392/CE (recepita dal D.P.R. n. 459/1996). La norma tecnica di riferimento per la costruzione delle scale mobili è la UNI EN 115.

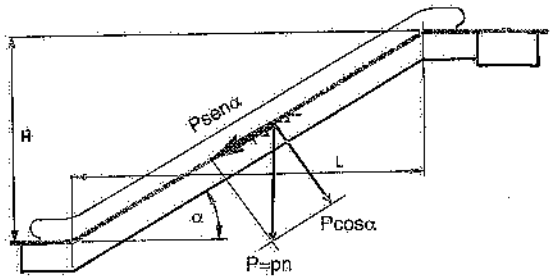


Fig. 28.10 – Parametri caratteristici delle scale mobili.

Sono noti gli impieghi e le caratteristiche più salienti delle scale mobili (fig. 28.10). La loro velocità non deve superare 0,75 m/s, mentre la pendenza che più frequentemente si adotta è di 35° (30° se le scale sono destinate a servizio pubblico). Per quanto riguarda la larghezza dei gradini, si tengano presenti i valori (indicativi) riportati nella tab. 28.II.

Per potenzialità di trasporto maggiori di quelle indicate, si ricorre a due o più scale mobili in parallelo.

La potenza assorbita dai motori delle scale mobili si calcola considerando anzitutto il carico totale sui gradini. Con riferimento ad un gradino, tale carico, assumendo il peso medio degli utenti pari a 75 kg_f, si ricava dalla tab. 28.III; dal carico p su ogni gradino, si risale al carico totale sugli n gradini della scala; quindi si calcola il relativo sforzo di trazione mediante l'espressione $p\,n\,sen\alpha$, essendo α l'inclinazione della scala. A tale sforzo occorre aggiungere la componente $f\,p\,n\,cos\alpha$ tangente alla via di corsa (1); per cui la resistenza totale risulta:

$$R = p\,n\,sen\,\alpha + f\,p\,n\,cos\alpha$$

Tabella 28.II – Portata oraria delle scale mobili di più corrente impiego.

Larghezza mm	Potenzialità persone/ora
600	6000
800	7000
1000	8000

Tabella 28.III – Carico per ogni gradino di scale mobili.

Larghezza gradino mm	Persone per gradino n.	Carico sul gradino kg_f
600	1	75
800	1,5	115
1000	2	150

Indicando con v la velocità della scala (di solito 0,5 m/s) e con η il rendimento totale del trasportatore (0,7÷0,75), risulta

$$N = \frac{R \cdot v}{102\,\eta} = \frac{R^* \cdot v}{1000\,\eta} \quad (kW) \qquad (28.2)$$

Le scale mobili devono essere dotate di ripari laterali lisci, costruiti in lamiera d'acciaio, di alluminio o in cristallo, alti 900÷1000 mm, con sovrastanti mancorrenti in gomma che si muovono alla stessa velocità dei gradini. La struttura portante della scala è costituita da due fiancate autoportanti, collegate fra loro. La freccia di tali travature portanti non dovrebbe superare 1/1300 della luce fra gli appoggi.

I gradini sono dotati di scanalature longitudinali, che consentono un raccordo piano alle due estremità della scala, dove passano attraverso scanalature fisse di raccordo. Ogni gradino è sopportato da rotelle montate su cuscinetti a sfere ed è collegato agli altri mediante cremagliere, le quali ingranano direttamente con le ruote dentate azionate dal gruppo motore.

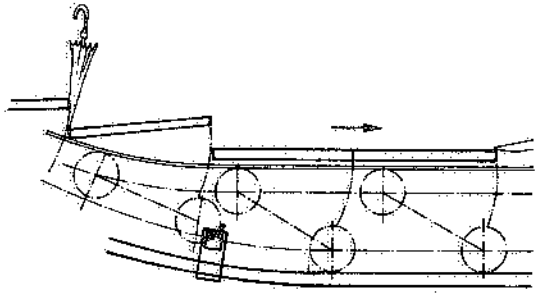


Fig. 28.11 – Dispositivo di sicurezza delle scale mobili.

I principali dispositivi di sicurezza prescritti per le scale mobili sono i seguenti:
- arresto del trasportatore in caso di mancanza di energia elettrica, di eccesso di velocità o di incuneamento di corpi estranei tra due gradini o fra gradino e pettine fisso di estremità (fig. 28.11);
- protezione contro la rottura dei corrimani;
- collegamento elettrico a terra di tutte le apparecchiature.

Il D.M. 18 settembre 1975 fornisce le norme tecniche di sicurezza per la costruzione e l'esercizio delle scale mobili in servizio pubblico. Le principali differenze rispetto a quanto previsto dalla UNI EN 115 relativa alle scale mobili installate nei grandi magazzini, riguardano le seguenti prescrizioni:
- dispositivi di sicurezza (doppio freno di servizio e di emergenza);
- dispositivo per la manovra a mano in caso di emergenza;
- balaustre metalliche;
- velocità $\leqslant$ 0,5 m/s;
- inclinazione $\leqslant$ 30°.

28.10. FUNIVIE AD AMMORSAMENTO AUTOMATICO

Fra i vari sistemi di trasporto persone, si citano ancora gli impianti funiviari a cabine, monofuni e bifuni, ad ammorsamento automatico (fig. 28.12), tralasciando le funivie classiche a va e vieni.

La tab. 28.IV riporta le caratteristiche più salienti di tali sistemi di trasporto.

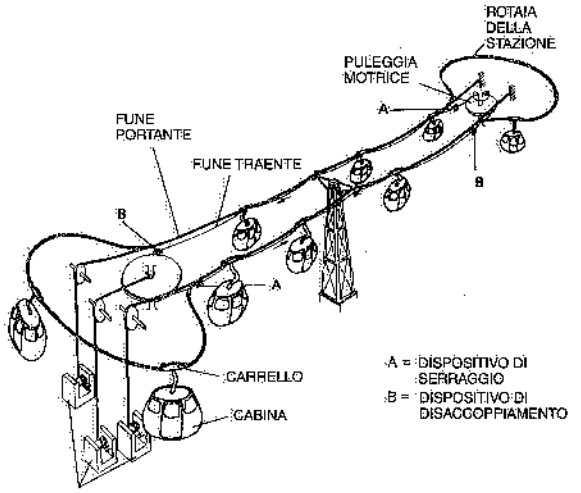


Fig. 28.12 – Schema di funivia bifune ad ammorsamento automatico.

In corrispondenza del-

(1) Nell'espressione $f\,p\,n\,cos\alpha$, f indica il coefficiente di attrito totale fra ruote e rotaie portanti e nei cuscinetti delle ruote: mediamente, nel caso di ruote aventi un diametro di 60÷80 mm e rivestite in poliuretano, f=0,07÷0,08.

Tabella 28.IV – Trasporto persone mediante funivie ad ammorsamento automatico.

Caratteristiche	Bifune con cabine a 4-8 posti		Monofune con cabine a 2-3 posti		Monofune con attacchi fissi	
	Lancio per gravità	Lancio meccanico	Lancio per gravità	Lancio meccanico	Seggiole a 2 posti	Seggiole a 1 posto
Velocità max (m/s)	2,5	5	2,5	3,5	2	2
Potenzialità max in ciascun senso (persone/h)	1500	2400	900	1200	900	750

le due stazioni, le cabine vengono staccate dalla fune traente (il cui moto è continuo) e deviate su un "binario morto", dove hanno luogo la discesa e la salita dei passeggeri: le cabine sono poi riagganciate alla fune traente sfruttando l'inclinazione del profilato dal quale sono sostenute oppure mediante un'apparecchiatura meccanica che le "lancia" verso la fune traente: a tale fune, le cabine si agganciano automaticamente grazie ad apposite ganasce.

Numerosi sono gli esempi di applicazione di funivie con cabine a 2, 3 o 4 posti, nell'ambito di mostre od esposizioni.

Il sistema consente di superare agevolmente eventuali asperità del percorso e presenta una capacità di trasporto di passeggeri molto alta. Per contro, il tracciato non deve presentare curve e deviazioni sensibili.

29. Trasporti pneumatici

29.1 GENERALITÀ

Gli impianti di trasporto pneumatico provvedono al trasferimento di sostanze solide in polvere o granulari dentro tubazioni, generalmente a sezione circolare, mediante una corrente d'aria di adeguata velocità. Il trasporto pneumatico classico consiste cioè nell'introdurre il materiale da trasportare in apposite tubazioni percorse da una corrente d'aria atta a sollevarlo e a trascinarlo fino alla destinazione prestabilita.

A favore dell'impiego del trasporto pneumatico stanno: la riduzione della manodopera adibita a lavori di manovalanza; il risparmio conseguente all'acquisto di materiali sciolti anziché confezionati (in sacchi, contenitori, ecc.); la possibilità di effettuare percorsi complessi; la semplicità dell'impianto; la facilità di montaggio; il limitato ingombro; la pulizia: inoltre, il materiale trasportato risulta isolato dall'ambiente circostante: si evita cioè ogni pericolo di inquinamento dell'ambiente esterno o di contaminazione del materiale stesso. Per contro, il trasporto pneumatico presenta i seguenti aspetti negativi: costi di esercizio elevati (rispetto agli altri sistemi di trasporto meccanici); distanze superabili relativamente limitate; inconvenienti o difficoltà per il trasporto di alcuni tipi di materiali alla rinfusa (pericolo di scoppi o di intasamenti, possibilità di rottura dei grani di materiale, abrasione delle parti componenti il trasportatore, ecc.).

In generale, si possono trasportare pneumaticamente:
- materiali sciolti;
- recipienti a forma cilindrica (posta pneumatica);
- prodotti gassosi.

Ci riferiamo qui al solo trasporto pneumatico di materiali alla rinfusa, comprendenti molti prodotti fini o polverulenti o aventi pezzature limitate e non troppo irregolari (citiamo, fra i tanti: cereali, cemento, trucioli, scorie, materie plastiche, prodotti chimici, ceneri).

La distinzione fondamentale fra i vari tipi di impianti per il trasporto pneumatico deriva dal modo in cui è realizzato il moto del materiale: mediante una corrente d'aria *in pressione* oppure *in depressione*. Il primo sistema (fig. 29.1) è il più adatto per il trasporto del materiale da un posto centralizzato (veicolo da scaricare o silo di depo-

sito) a più stazioni di scarico (depositi, utenze o veicoli); inoltre, dispone di pressioni elevate (fino a 9 bar). Per contro, può presentare qualche inconveniente per l'immissione del materiale nel circuito.

Il sistema funzionante in depressione (fig. 29.2) si presta meglio al trasporto di materiale da più punti (ad esempio, silì o mezzi di trasporto) ad un'unica stazione (tramoggia o utenza). Tali impianti di trasporto pneumatico sono in grado di far percorrere al materiale distanze più limitate, in quanto la depressione prodotta non supera 0,8 bar. Essi presentano però altri vantaggi (in particolare, semplicità e

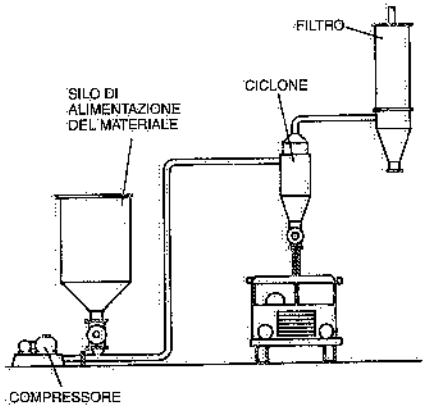


Fig. 29.1 – Schema di un impianto di trasporto pneumatico funzionante in compressione.

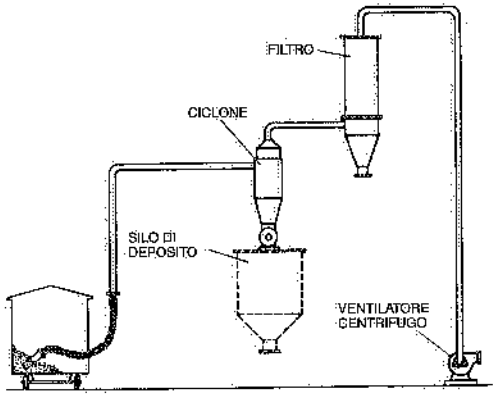


Fig. 29.2 – Schema di un impianto di trasporto pneumatico funzionante in depressione.

possibilità di prevedere l'impianto di aspirazione mobile) che li fanno preferire nelle operazioni di scarico dei veicoli stradali e ferroviari.

In altri casi, può risultare conveniente ricorrere ad installazioni miste aspiranti-soffianti (fig. 29.3), specie quando il materiale deve essere trasportato da più fonti di alimentazione a stazioni di scarico anch'esse numerose. Tale sistema misto assomma i vantaggi dei due sistemi precedenti; presenta però l'inconveniente che il materiale passa attraverso il ventilatore (a meno di ricorrere ad accorgimenti che comunque comportano complicazioni per l'impianto).

Un'altra distinzione fra gli impianti in esame è basata sull'entità della pressione prodotta. Si hanno così *impianti a bassa, media* ed *alta*

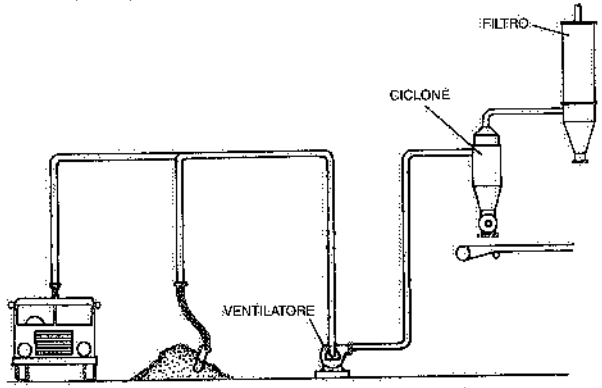


Fig. 29.3 – Schema di un impianto di trasporto pneumatico funzionante in depressione-compressione.

pressione. La bassa pressione (<0,3 bar) è generalmente ottenuta mediante elettroventilatori centrifughi e consente di trasportare il materiale a distanze limitate (inferiori a 100 m). Gli impianti a media pressione (0,3÷0,8 bar) sono adatti per distanze variabili dai 100 ai 500 m; la pressione è ottenuta generalmente mediante elettroventilatori centrifughi o compressori rotativi. Infine, gli impianti ad alta pressione (oltre 0,8 bar) sono utilizzati per il trasporto di materiali a grandi distanze (superiori ai 500 m e fino a massimi aggirantisi attorno a 1 km); la pressione è ottenuta mediante compressori *Roots* o a vite, centrifughi o a pistoni (in relazione alla portata).

A parità di altre condizioni, la scelta fra un impianto a bassa, a media o ad alta pressione viene fatta tenendo conto della granulometria e del peso specifico dei materiali.

Per grandi distanze, può risultare interessante prevedere più soffianti disposte in serie e distribuite lungo il condotto: una tale sistemazione consente infatti, da una parte, di impiegare macchine con prevalenza limitata; dall'altra, di non fermare l'impianto di trasporto allorquando si verifichi un guasto o una interruzione nel funzionamento di uno dei gruppi.

29.2. ELEMENTI PER LA PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI DI TRASPORTO PNEUMATICO

Nell'esporre gli elementi base per la progettazione di un impianto per il trasporto pneumatico di materiali sciolti, adotteremo, per le unità di misura, il sistema tecnico.

Per motivi pratici, nei diagrammi e nei risultati finali si ricorre, a volte, anche ad altre unità di misura. In tale ottica, riportiamo le seguenti equivalenze, valide con sufficiente approssimazione per la misura della pressione:

$$1\ kg_f/cm^2 = 1\ bar = 1\ atm = 10\ m\ di\ colonna\ d'acqua =$$
$$= 10.000\ kg_f/m^2 = 10.000\ mm\ di\ colonna\ d'acqua = 100.000\ Pa =$$
$$= 100.000\ N/m^2\ (1).$$

Ricordiamo ancora la differenza fra pressione assoluta e pressione effettiva: la prima, misura la pressione riferita al vuoto assoluto; la seconda, la differenza fra la pressione assoluta e la pressione atmosferica. Salvo diverso avviso, ci si riferisce normalmente alla pressione effettiva.

L'impostazione del calcolo degli impianti di trasporto pneumatico presuppone la preventiva precisazione dei seguenti dati:

- volume o peso del materiale da trasportare nell'unità di tempo;
- caratteristiche chimico-fisiche del materiale stesso (peso specifico assoluto e apparente, granulometria, igroscopicità, friabilità, abrasività, ecc.) ed eventuale necessità di preservare tali caratteristiche;
- andamento plano-altimetrico dei condotti costituenti l'impianto di trasporto.

Noti tali elementi, si devono stabilire:

a) il tipo di impianto più adatto per il trasporto in questione (impianto in depressione, in pressione o misto);

(1) Per l'esattezza, 1 atmosfera (atm), o 760 mm di Hg, risulta uguale a 10.333 kg_f/m^2 = 101.325 Pa = 101.325 N/m^2. A quote di 500-1000-2000 m sul livello del mare, la pressione barometrica diminuisce rispettivamente del 6-11-22 per cento rispetto a quella al livello del mare, per cui occorre verificare se l'approssimazione introdotta è ancora accettabile.

b) la velocità dell'aria (in m/s) dentro i condotti: essa deve avere valori tali da sostenere e trasportare il materiale nelle tubazioni dell'impianto;
c) il rapporto tra il volume d'aria occorrente nell'unità di tempo ed il volume di materiale da trasportare nella stessa unità di tempo:

(29.1) $$r_v = \frac{A}{V}$$

dove:
A = volume d'aria occorrente (m^3/s);
V = volume di materiale da trasportare (m^3/s) (2).
In luogo di r_v, alcuni progettisti considerano il rapporto fra il peso del materiale da trasportare nell'unità di tempo ed il peso della quantità d'aria occorrente per effettuare tale trasporto:

(29.1 bis) $$r_p = \frac{Q}{\gamma_a \cdot A}$$

dove:
Q = V · γ_m = peso del materiale da trasportare nell'unità di tempo (kg_f/s);
A = volume d'aria occorrente (m^3/s);
γ_a = peso specifico dell'aria (kg_f/m^3) (3).
Anziché a r_v o a r_p ci si riferisce anche al rapporto aria/materiale, ossia al volume di aria necessario per trasportare nelle tubazioni dell'impianto l'unità di peso di materiale.

Tanto i valori della velocità quanto quelli dei rapporti definiti al punto c), dipendono dalle caratteristiche fisico-chimiche del materiale (dimensioni e forma delle particelle, peso specifico reale e apparente, densità, pericolo di autoaccensione o intasamento), nonché dalle caratteristiche del circuito (lunghezza, complessità).

Essi, inoltre, risultano fra loro interdipendenti: prova ne sia la constatazione che se si vuole aumentare, entro certi limiti, la quantità di materiale trasportato pneumaticamente lasciando invariata la portata d'aria, si deve restringere la sezione del condotto e quindi aumentare la velocità.

Del resto, alcuni Autori suggeriscono di adottare valori della velocità dell'aria via via maggiori al diminuire del rapporto r_v.

Purtroppo, però, dato il gran numero di parametri in gioco, non è facile individuare chiaramente i singoli materiali e fornire per ciascuno di essi il rapporto r_v e la velocità dell'aria più convenienti.

Questo è il motivo per cui la letteratura tecnica riguardante il trasporto pneumatico di materiali sciolti, si limita a fornire, per ogni materiale (che peraltro non viene di solito fisicamente e chimicamente ben definito), valori puramente orientativi sia del rapporto r_v che della velocità dell'aria v.

(2) Poiché spesso, nella pratica, le portate dell'aria e del materiale sono indicate rispettivamente in m^3/h e kg/h, il valore di r_v si può direttamente calcolare con la $\frac{A \cdot \gamma_m}{Q}$, dove: A è misurato in m^3/h; γ_m in kg/m^3; Q in kg/h.

(3) Se, come spesso avviene in pratica, i pesi del materiale e dell'aria riferiti all'unità di tempo sono misurati rispettivamente in kg/h e m^3/h, il valore di r_p si può calcolare con la $\frac{Q}{\gamma_a \cdot A}$, dove: Q è misurato in kg/h; A in m^3/h; γ_a in kg/m^3.

Ne consegue che, nella maggior parte dei casi, i valori ottimali di r_v e di v per un trasporto pneumatico di materiali sciolti, devono essere determinati caso per caso, ricorrendo ad impianti-pilota o all'esperienza.

Che l'esperienza sia la migliore guida per la scelta della velocità dell'aria e del rapporto dei volumi o dei pesi ovvero dell'aria occorrente per unità di peso del materiale da trasportare, è confermato dalla grande discordanza fra i dati forniti in proposito dai vari Autori o dalle ditte costruttrici. Riportiamo alcuni di tali dati, attenendoci ad una classificazione che ci sembra accettata da tutti: la suddivisione fra impianti funzionanti in depressione e impianti funzionanti in pressione.

Cominciamo dai primi. Secondo Nichols, la velocità (teorica) che l'aria deve avere per trasportare una particella sferica di materiale è data dalla

(29.2) $$v = 25 \frac{\gamma'_m}{\gamma'_m + 1} \cdot \sqrt{d}$$

dove:
v = velocità dell'aria (m/s);
d = diametro della particella (mm);
γ'_m = densità del materiale riferita all'acqua.

Tale formula evidenzia che la velocità dell'aria aumenta con il peso specifico del materiale e con la sua pezzatura. Essa consente soltanto una valutazione molto approssimativa della velocità, in quanto, in effetti, il materiale da trasportare non è sferico, né ha dimensioni uniformi: l'applicazione pratica della (29.2) implica pertanto che si consideri una sfera equivalente alla più grande particella da trasportare.

Il grafico di fig. 29.4 fornisce invece la velocità dell'aria ed il rapporto aria/materiale in funzione del peso specifico apparente (o in mucchio) del materiale, considerato nelle stesse condizioni in cui deve essere trasportato (si tenga presente che tale peso è sovente minore del peso specifico). Come si può rilevare, aumentando il peso specifico apparente del materiale, il volume di aria occorrente per unità di peso del materiale diminuisce, mentre la velocità dell'aria aumenta. Anche i valori forniti dal diagramma di fig. 29.4 sono approssimativi, essendo legati al solo peso per unità di volume del materiale (mentre in realtà, come si è detto, essi dipendono da molti altri fattori).

Secondo Bolz, le velocità dell'aria per il trasporto in depressione variano da 15 a 38 m/s ed il rapporto aria/materiale da 0,2 a 2 m^3/kg_f passando dai materiali più leggeri e sciolti a quelli più pesanti e compatti.

Altri Autori invece, sempre per gli impianti funzionanti in depressione, indicano velocità variabili da 17 a 32 m/s e rapporti aria/materiale compresi fra 40 e 500 dm^3/kg_f.

Zignoli adotta i seguenti valori della velocità dell'aria, anch'essi espressi in funzione del solo peso specifico del materiale da trasportare (γ_m in kg_f/m^3):
- materiali in polvere: $0{,}9 \sqrt{\gamma_m}$;
- materiali in piccoli grani e cereali: $1{,}1 \sqrt{\gamma_m}$;
- materiali in pezzatura irregolare: $1{,}4 \sqrt{\gamma_m}$.

Indica inoltre, come rapporti dei pesi e dei volumi, i seguenti valori:
- $r_p = 5 \div 10$ e $r_v = 100 \div 150$ per impianti di trasporto importanti;
- $r_p = 1 \div 2$ e $r_v \geq 400$ per materiali molto leggeri da trasportare su brevi percorsi.

Sorvolando su numerosi altri metodi teorici e/o sperimentali proposti da Autori e costruttori, proponiamo ancora le velocità dell'aria riportate nella tab. 29.I; anche tali valori, essendo legati al solo peso specifico del materiale e trascurando tutti

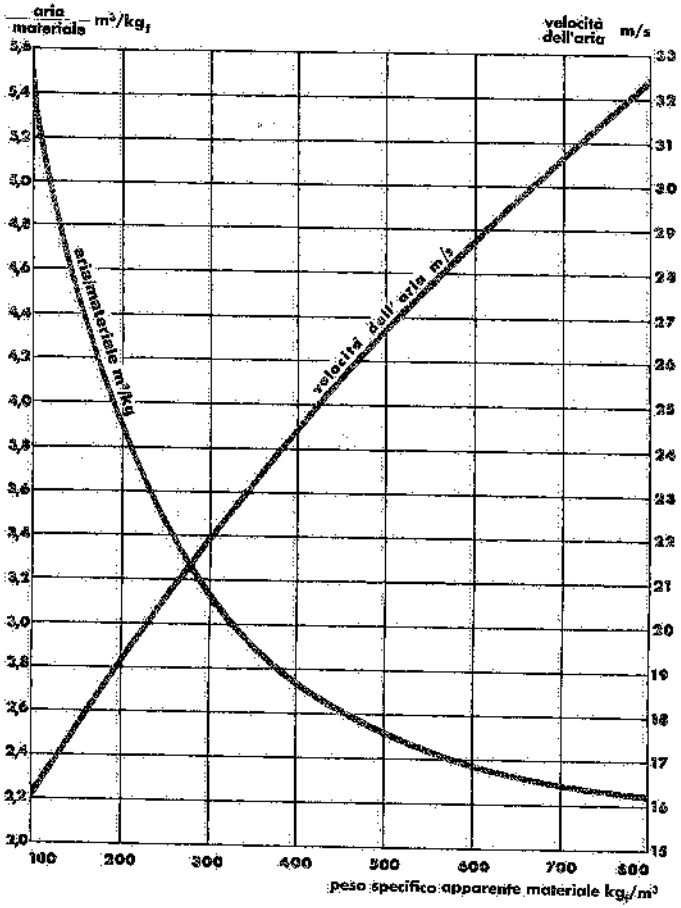


Fig. 29.4 – Velocità medie dell'aria e rapporti aria/materiale in funzione del peso specifico apparente dei materiali da trasportare.

Tabella 29.I – Valori della velocità dell'aria (in m/s) in funzione del diametro dei condotti e del peso specifico del materiale.

Peso specifico del materiale		Diametro del condotto (mm)						
kg_f/m^3	Materiali campione	30	50	100	120	140	160	200
100÷400	crusca, colla, segatura	15	17	18	19	20	21	23
400÷600	farina, polveri	16	18	20	21	23	25	28
600÷700	semola, farine	17	19	21	23	25	27	30
700÷800	frumento, zuccheri	18	20	22	24	27	29	32

gli altri fattori, devono intendersi puramente indicativi; essi, peraltro, sono riferiti al diametro delle tubazioni e pertanto consentono di risalire facilmente al rapporto fra i volumi r_v. Infatti, poiché $A = S \cdot v$, risulta $r_v = S \cdot v/V$ (S = sezione del condotto, in m^2).

Nel caso dei trasporti pneumatici in pressione, i valori orientativi suggeriti dai vari Autori per la velocità dell'aria e per il rapporto r_p aria/materiale risultano in genere minori di quelli indicati per gli impianti in depressione.

Così, alcuni consigliano i valori della velocità dell'aria e del rapporto fra i pesi del materiale e dell'aria riportati nella tab. 29.II. Con riferimento a impianti di trasporto pneumatico in pressione ad aria fluidificata (vd. § 29.3), vengono invece suggeriti i valori della tab. 29.III.

Più genericamente, altri progettisti indicano valori della velocità dell'aria variabili da 5 a 20 m/s e rapporti aria/materiale compresi fra 12 e 300 dm^3/kg_f.

In base a risultati ottenuti sperimentalmente, si è tracciato il grafico di fig. 29.5 il quale fornisce, per impianti di trasporto pneumatico in pressione, la portata d'aria

Tabella 29.II – Valori di v e di r_p per il trasporto pneumatico in pressione di alcuni materiali sciolti.

Materiale	Peso specifico apparente (kg_f/m^3)	Granulometria (mm)	Velocità minima dell'aria nei condotti (m/s)		Valore massimo del rapporto r_p	
			orizzontali	verticali	orizzontali	verticali
Carbone	720	⩽ 12	12	15	10	13
Carbone	720	⩽ 6	9	12	13	20
Grano	750	⩽ 5	9	12	20	26
Cubi di polietene	480	⩽ 3	9	12	20	26

Tabella 29.III – Valori della velocità e del rapporto dei pesi materiale/aria per il trasporto pneumatico in pressione di materiali fluidizzabili.

Materiale	Peso specifico apparente (kg_f/m^3)	Velocità min dell'aria nei condotti (m/s)		Valore max del rapporto r_p (dm^3/kg_f)	
		orizzontali	verticali	orizzontali	verticali
Cemento	1050÷1440	1,5	8	130	800
Farina	560	1,5	5	65	200
Carbone in polvere	720	1,5	5	90	250
Ceneri in polvere	720	1,5	5	130	400
Bentonite	770÷1040	1,5	8	130	400
Fluorite	1760	3,0	9	130	500
Fosfato minerale	1280	3,0	9	90	250
Farina fossile	1050	1,5	8	65	400
Solfato di sodio	1280÷1450	3,0	12	65	200
Perborato di sodio	860	3,0	9	40	130
Bauxite	1440	1,5	8	110	500
Allumina	930	1,5	8	85	400
Tripoli	240	1,5	8	25	130
Magnesite	1600	3,0	9	130	400

necessaria per trasportare quantità diverse di materiali in funzione del peso specifico apparente di questi. La velocità dell'aria può assumere valori compresi fra 5 e 20 m/s.

I dati riportati nella tab. 29.IV e relativi ad impianti di trasporto pneumatico funzionanti, confermano, in modo abbastanza soddisfacente, le conclusioni a cui siamo pervenuti per via sperimentale.

Noti che siano r_v o r_p e v, si può procedere ad un primo dimensionamento di massima dell'impianto. Si determina cioè l'area utile dei condotti mediante l'espressione $S = A/v$ e si calcolano le varie resistenze del circuito ed il costo totale annuo dell'impianto. Quindi, si considerano alcune soluzioni caratterizzate da sezioni dei condotti alquanto maggiori e minori della soluzione iniziale e si calcolano, per ognuna, resistenze e costi. Si è così in grado di individuare, fra tutte, la soluzione ottimale.

Di seguito, elenchiamo le diverse perdite di carico che entrano in gioco, considerando separatamente quelle dovute al movimento dell'aria e quelle addizionali dovute alla presenza del materiale nella corrente d'aria. La tab. 29.V raggruppa tali perdite in forma sintetica e semplificata per le applicazioni pratiche.

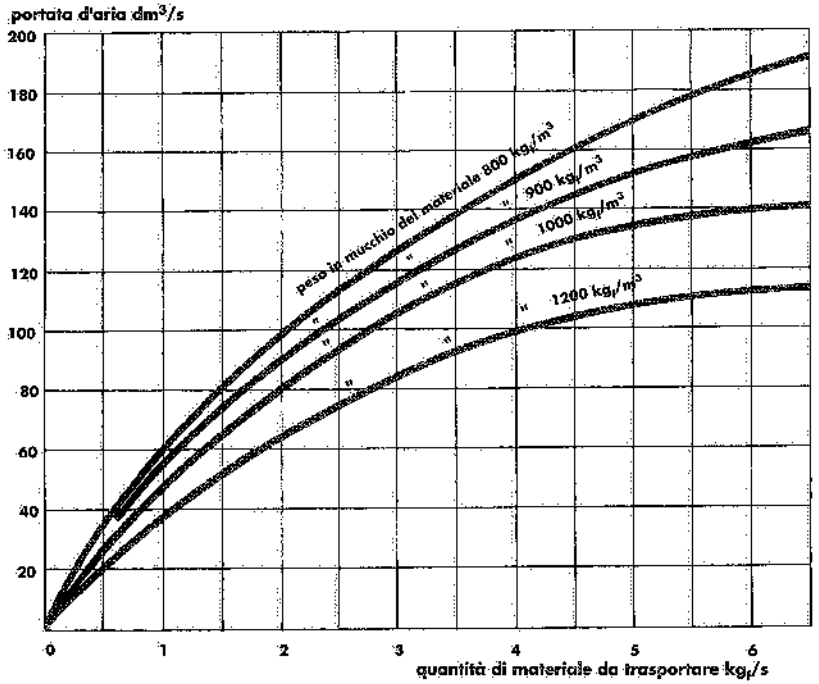


Fig. 29.5 – Portate d'aria occorrenti in funzione del peso specifico apparente e delle portate di materiale da trasportare.

Tabella 29.IV – Valori di r_v e di v adottati per la progettazione di impianti di trasporto pneumatico.

Materiale	Peso specifico apparente kg_f/m^3	Rapporto dei volumi r_v	Velocità dell'aria m/s
Terra argillosa	1000	36	8-13
Amido (22% H_2O)	600	32	11
Amido (22% H_2O)	240	29	10
Perborato di Na	1000	41	11
Pigmenti coloranti	500	53	8-21
Pigmenti coloranti	680	18	7
PVC - E	390	40	21
PVC - S	500	25	21
Zucchero	900	60	14
Colla di urea	650	60	21
Farina di chamotte	1200	30	13
Sale	1000	27	17
Perlite	280	5	5
Farina ossea	700	17	6
Cacao (10% di grasso)	300	19	5
Cacao (20% di grasso)	300	16	5
Polvere detersiva	400	19	3

A) Aria

1) *Energia di avviamento*

Per imprimere all'aria che si muove nei condotti di un impianto di trasporto pneumatico la velocità necessaria per trasportare il materiale, si va incontro a una perdita di carico pari a

(29.3) $$h_{1A} = \gamma_a \frac{v^2}{2g} \qquad (kg_f/m^2)$$

dove:
γ_a = peso specifico dell'aria (kg_f/m^3);
v = velocità dell'aria (m/s);
g = accelerazione di gravità (9,81 m/s^2).

Il diagramma di fig. 29.6 consente di ricavare h_{1A} in funzione di v e per alcuni valori di γ_a (com'è noto, γ_a varia con la temperatura e la tab. 29.VI fornisce i valori corrispondenti ad alcune temperature medie).

2) *Ingresso nel circuito*

Esperienze condotte in proposito, consentono di assumere, per l'ingresso dell'aria nel circuito, una perdita di carico uguale a:

$h_{2A} = 3h_{1A}$ per impianti funzionanti in depressione;
$h_{2A} = 4h_{1A}$ per impianti funzionanti in pressione.

3) *Attrito nei condotti*

Nel caso più generale, la perdita di pressione (o di carico) causata dall'attrito di

Tabella 29.V – Perdite di carico (in kg_f/m^2) in un impianto di trasporto pneumatico.

Perdite di carico dovute a	Aria	Materiale	Note
energia di avviamento	$h_{1A} = \gamma_a \frac{v^2}{2g}$ (fig. 29.6)	$h_{1M} = \frac{Q}{A}\frac{v^2}{2g}$ (fig. 29.6)	γ_a = peso specifico dell'aria (kg_f/m^3) v = velocità dell'aria (m/s) g = accelerazione di gravità (9,8 m/s^2) Q = kg/s di materiale trasportato A = m^3/s di aria necessaria per assicurare il trasporto.
ingresso nel circuito	$h_{2A} = 3 \div 4\, h_{1A}$	$h_{2M} = 2 \div 3\, h_{1M}$	Negli impianti funzionanti in depressione: $h_{2A} \approx 3h_{1A}$; $h_{2M} \approx 3h_{1M}$. Negli impianti funzionanti in pressione: $h_{2A} \approx 4h_{1A}$; $h_{2M} \approx 2h_{1M}$.
attrito nei condotti	$h_{3A} \approx 8{,}12 \cdot 10^{-4} \cdot \gamma_a^{0{,}85} \cdot \frac{v^2}{D^{1{,}3}} L$ (fig. 29.7)	$h_{3M} = 0{,}2\, tg\varphi \frac{Q}{A} L$	D = diametro di ciascun condotto (m) L = lunghezza di ciascun condotto (m) φ = angolo di scorrimento del materiale trasportato sul materiale costituente i condotti (tab. 29.XI).
dislivelli	$h_{4A} = \gamma_a \cdot H$	$h_{4M} = \frac{Q}{A} H$	H = dislivello da superare (m).
resistenze accidentali	$h_{5A} = j\, \gamma_a \frac{v^2}{2g}$ (fig. 29.6)	$h_{5M} = h_{5A} \cdot r_p$ essendo $r_p = \frac{Q}{\gamma_a \cdot A}$	$j = 0{,}1 \div 0{,}3 \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$ nel caso di aumenti di sezione raccordati (angoli compresi fra 5° e 15°). $j = 0{,}1 \div 0{,}3 \left(\frac{S_2}{S_3} - 1\right)^2$ nel caso di diminuzioni di sezione raccordate (angoli compresi fra 5° e 15°). $j = 0{,}13 + 0{,}16 \left(\frac{D}{R}\right)^{3{,}5}$ nel caso di curve con ampi raggi di curvatura (fig. 29.8e): v. tab. 29.X. $j = 1$ nel caso di riunione o divisione di due condotti secondo la fig. 29.8f. Nel caso di riunione o divisione di due condotti secondo la fig. 29.8g: — per il condotto deviato (di diametro D_1): $j = 1{,}5$; — per il condotto non deviato (di diametro D_2): $j = 1$; 0,7; 0,4; 0,2; 0 a seconda che $D_2 = D_1$; $> D_1$; $> 2\, D_1$; $> 3\, D_1$; $> 4\, D_1$.
ciclone	$h_{6A} \approx 10\, \gamma_a \frac{v^2}{2g}$ (fig. 29.6)	—	
filtro	h_{7A}: v. indicazioni ditte costruttrici	—	

Un fluido che si muove dentro un condotto di lunghezza L (in m) e diametro D (in m) è data dalla *legge di Fanning-Darcy*:

(29.4) $$h = \lambda \gamma \frac{v^2}{2g} \frac{L}{D} \quad (kg_f/m^2)$$

dove λ (*coefficiente di attrito del movimento dentro tubi*) dipende principalmente dalla natura, dallo stato di levigatezza e dalle incrostazioni della superficie interna del condotto e, in grado minore, dalla natura del fluido che lo percorre; decresce inoltre all'aumentare della velocità v e del diametro D. Quando il moto del fluido è turbolento (come avviene nel caso che qui ci interessa) e per aria alla pressione di 1 bar ed a temperature anche fino a 100°C, λ è dato da una delle seguenti espressioni:

$$\lambda = \frac{0{,}0155}{v^{0{,}076} \cdot D^{0{,}281}}$$

oppure

$$\lambda = \frac{0{,}016}{A^{0{,}184}}$$

dove A è la portata d'aria che passa nel condotto, misurata in m^3/s.

La perdita di carico dovuta all'attrito in un condotto metallico di sezione circolare può anche essere ricavata dalla seguente formula sperimentale, valida per aria fredda e calda:

(29.5) $$h = 8{,}12 \cdot 10^{-4}\, \gamma_a^{0{,}852} \frac{v^{1{,}924}}{D^{1{,}281}} L \quad (kg_f/m^2)$$

che si è arrotondata, per eccesso, nella

(29.5 bis) $$h_{3A} = 8{,}12 \cdot 10^{-4}\, \gamma_a^{0{,}85} \frac{v^2}{D^{1{,}3}} L \quad (kg_f/m^2)$$

Il grafico di fig. 29.7 è stato costruito in base alla formula non approssimata (29.5) e assumendo $\gamma_a = 1{,}20$ kg_f/m^3, ossia considerando aria alla temperatura di 20°C, al 60% di umidità relativa ed alla pressione di 1 bar: esso consente di determinare la perdita di carico dovuta all'attrito (in kg_f/m^2) per ogni metro lineare di condotto. La tab. 29.VI fornisce, per alcune temperature dell'aria ed alla pressione di 1 bar, i valori di γ_a.

Tabella 29.VI – Valori del peso specifico dell'aria (kg_f/m^3) in funzione della temperatura, alla pressione di 1 bar.

°C	γ aria	
	secca	satura
− 10	1,342	1,341
− 5	1,317	1,315
0	1,293	1,290
+ 5	1,270	1,266
+ 10	1,248	1,242
+ 15	1,226	1,218
+ 20	1,205	1,195
+ 25	1,185	1,171
+ 30	1,165	1,146
+ 35	1,146	1,121
+ 40	1,128	1,097
+ 50	1,093	1,070
+ 60	1,060	0,981
+ 70	1,029	0,909
+ 80	1,000	0,823
+ 90	0,973	0,718
+ 100	0,947	0,589
+ 125	0,887	—
+ 150	0,835	—
+ 175	0,788	—
+ 200	0,746	—

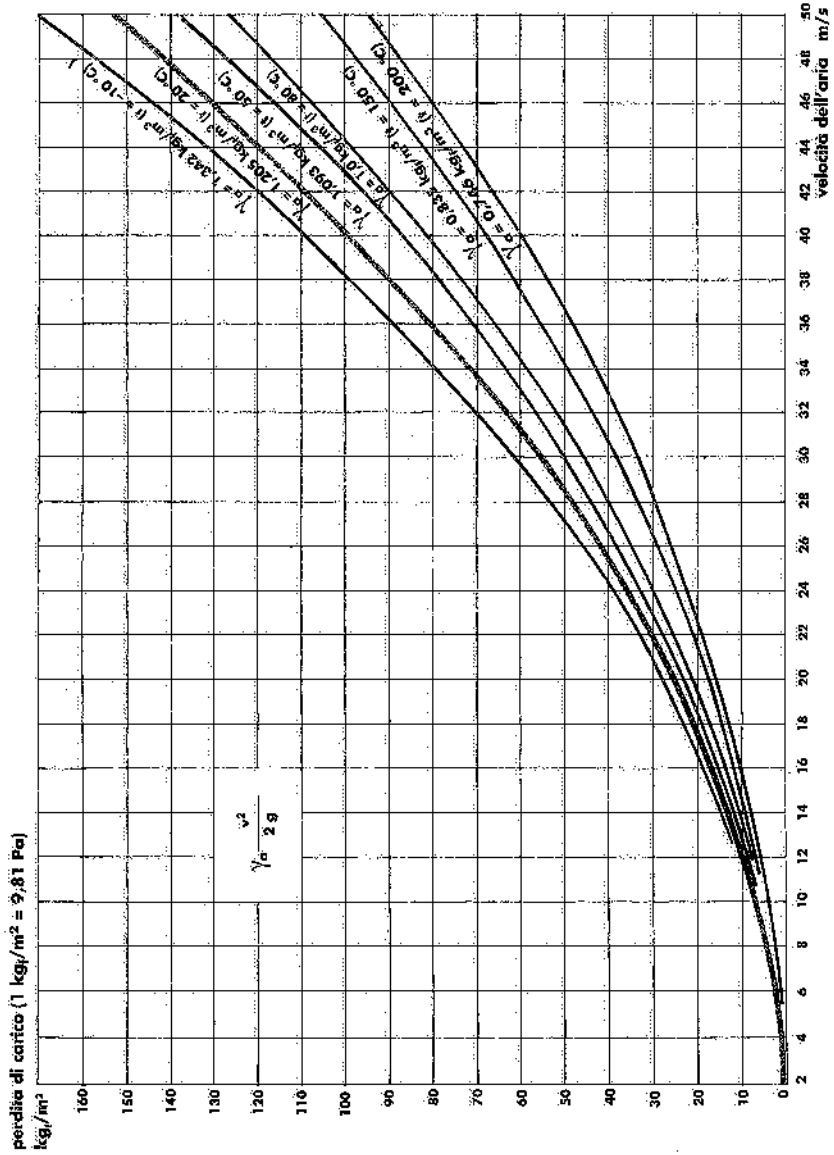


Fig. 29.6 – Perdita di carico per il movimento dell'aria nei condotti in funzione della velocità e del peso specifico dell'aria secca alla pressione di 1 bar. Si noti che alla temperatura di 80°C risulta $\gamma_a = 1$ per cui la curva relativa fornisce i valori di $v^2/2g$.

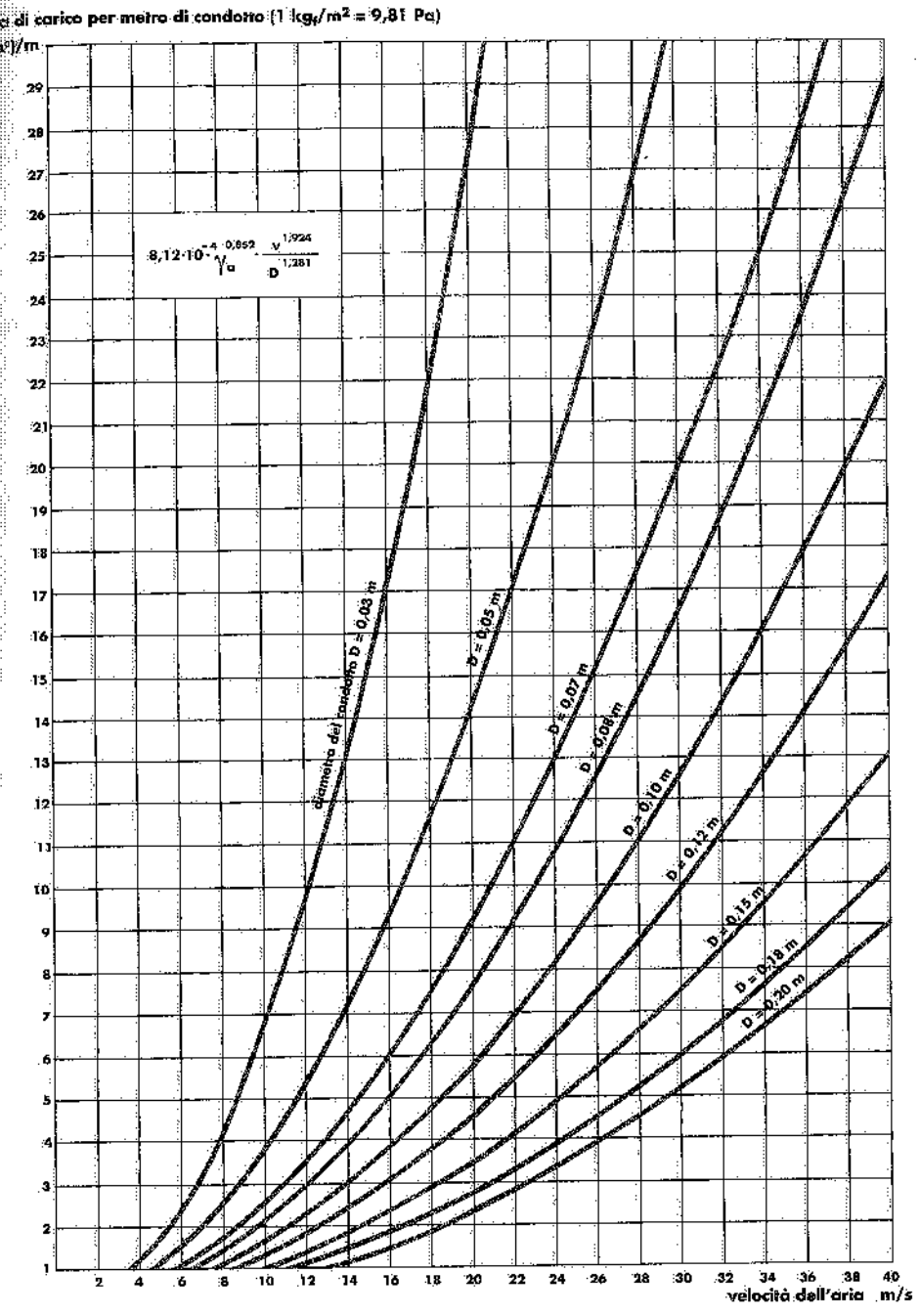


Fig. 29.7 – Perdita di carico per attrito dell'aria in un metro di condotto lineare in funzione della velocità dell'aria e del diametro del condotto e per aria alla temperatura di 20°C, alla pressione di 1 bar e ad un grado medio di umidità (60% di umidità relativa).

4) Dislivelli

La perdita di carico per il superamento da parte dell'aria di un dislivello H (espresso in m) vale

(29.6) $h_{4A} = \gamma_a H$ (kg_f/m^2)

5) Variazioni di sezione e di direzione

Si tratta di resistenze accidentali che molti Autori misurano in lunghezze di tubo equivalente (vd., ad esempio, tab. 29.VII). Altri invece esprimono le perdite di carico dovute a tali resistenze mediante la

(29.7) $$h_{5A} = j\,\gamma_a \frac{v^2}{2g} \quad (kg_f/m^2)$$

dove j è un coefficiente adimensionale (*fattore di perdita di carico*) che assume valori diversi a seconda del tipo di resistenza, mentre i valori di $\gamma_a\, v^2/2g$ si possono ricavare direttamente dal diagramma di fig. 29.6.

La fig. 29.8 illustra schematicamente le resistenze accidentali che più frequentemente si incontrano in pratica. Nel caso del cambiamento di sezione del condotto schematizzato dalla fig. 29.8a (aumento brusco di sezione da S_1 a S_2 con conseguente diminuzione della velocità da v_1 a v_2), la perdita di carico vale ovviamente

$$h = \gamma_a \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

ovvero, essendo (per la legge di continuità delle portate) $S_1\, v_1 = S_2\, v_2$ e quindi $v_1 = v_2\, S_2/S_1$:

$$h = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \gamma_a \frac{v_2^2}{2g}$$

Risulta pertanto $$j = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2$$

Se S_2 è molto grande, v_2 può considerarsi uguale a zero e la perdita di carico risulta pari alla pressione dinamica posseduta dall'aria nella sezione minore 1 e cioè $\gamma_a v_1^2/2g$.

Nel caso del cambiamento di sezione schematizzato nella fig. 29.8b (diminuzione brusca di sezione da S_1 a S_2), la perdita di carico equivale a quella propria di un aumento della sezione del condotto da S_3 (area della vena contratta) a S_2, per cui, analogamente al caso precedente, si può scrivere

$$h = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \gamma_a \frac{v_2^2}{2g}$$

Pertanto $$j = \left(\frac{S_2}{S_3} - 1\right)^2$$

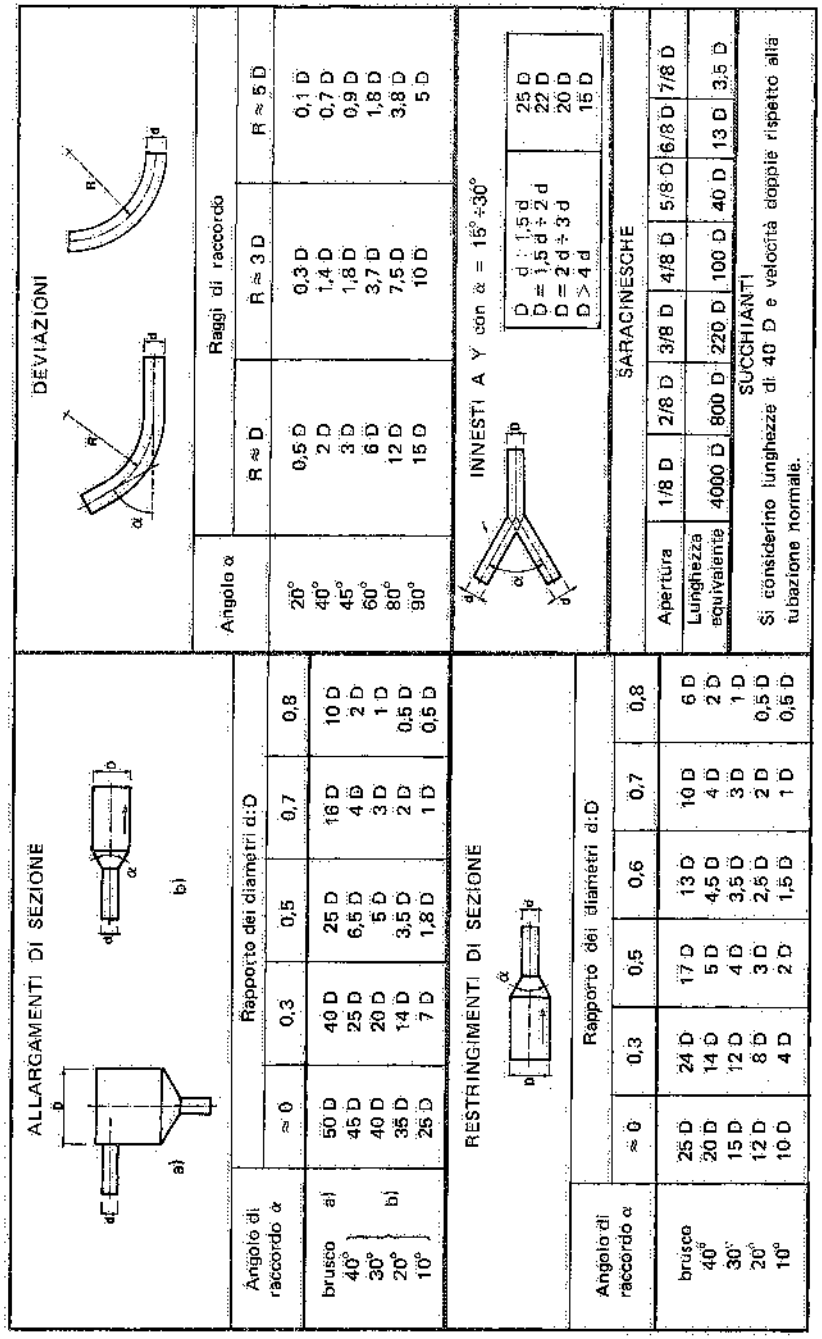


Tabella 29.VII – Perdite di carico dovute a resistenze accidentali (deviazioni, variazioni di sezioni, ingressi e uscite dal circuito, ecc.) espresse in lunghezze di tubo equivalente.

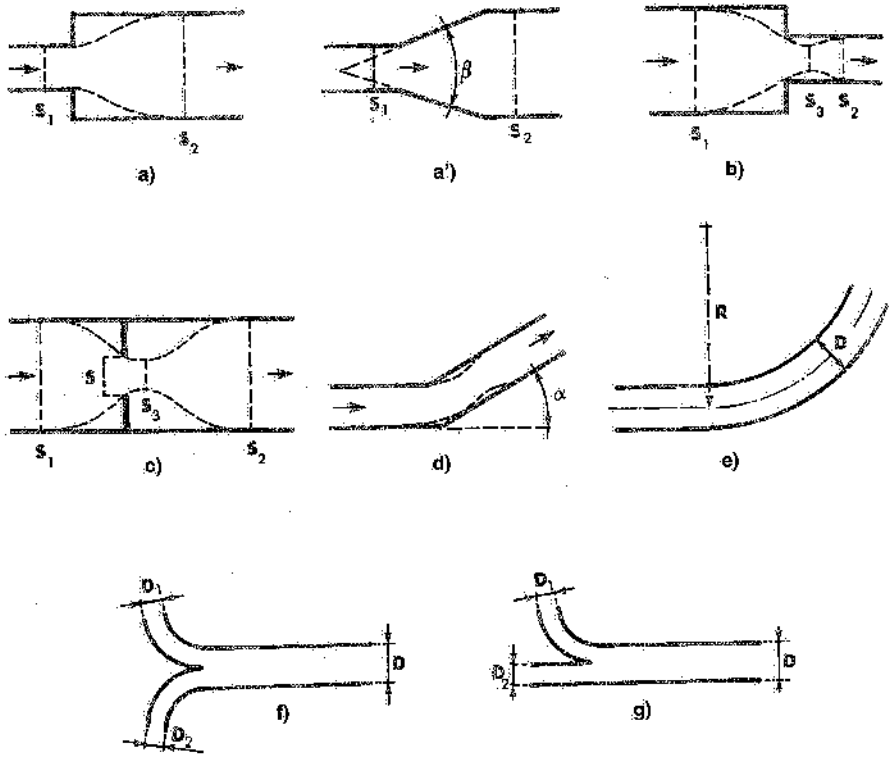


Fig. 29.8 – Variazioni di sezione e di direzione dei condotti.

I valori di S_2/S_3 e quindi anche di $j = (S_2/S_3 - 1)^2$, sono stati ricavati sperimentalmente in funzione del rapporto S_1/S_2 (noto). Alcuni valori di j sono riportati nella tab. 29.VIII.

Tabella 29.VIII – Valori del coefficiente j nel caso di una brusca diminuzione della sezione del condotto da S_1 a S_2 (fig. 29.8b).

$\frac{S_1}{S_2} =$	10	4	2	1,5
$\frac{S_2}{S_3} =$	$\frac{1}{0,6}$	$\frac{1}{0,63}$	$\frac{1}{0,69}$	$\frac{1}{0,75}$
j ≈	0,45	0,34	0,20	0,11

Le perdite di carico dei due tipi di variazione di sezione sopra considerati diminuiscono se si raccordano le due sezioni S_1 e S_2 con tronchi di cono (vd., ad esempio, fig. 29.8a'). Per valori dell'angolo β di tali raccordi compresi fra 5° e 15°, i coefficienti j della h si riducono approssimativamente del 90÷70%. Per β< 5°, si può considerare j ≈ 0.

Nel caso del cambiamento di sezione del condotto schematizzato dalla fig. 29.8c (saracinesca, registro, ecc.), la perdita di carico si verifica fra la sezione S_3 e la sezione finale S_2 (in altre parole, tutto avviene come se ci fosse un aumento della sezione del condotto da S_3 a S_2); risulta pertanto

$$h = \left(\frac{S_2}{S_3} - 1\right)^2 \gamma_a \frac{v_2^2}{2g}$$

per cui

$$j = \left(\frac{S_2}{S_3} - 1\right)^2$$

I valori di S_2/S_3 sono stati ricavati empiricamente in funzione della sezione della strozzatura S, a sua volta esprimibile come sottomultiplo della sezione S_1: $S = S_1/n$.

Risulta, nel caso in esame:

$$j = \left(\frac{S_2}{S_3} - 1\right)^2 = \left(\frac{n}{0,63 + \frac{0,37}{n^3}} - 1\right)^2$$

Se gli organi di chiusura o regolazione sono completamente aperti ovvero non presentano sporgenze nel condotto, j = 0.

Nel caso di un brusco cambiamento di direzione del condotto (fig. 29.8d), il coefficiente j dell'espressione che fornisce la perdita di carico $h = j\,\gamma_a v^2/2g$, è dato dalla *formula di Weisbach*:

$$j = 0,95\,\text{sen}^2\frac{\alpha}{2} + 2,05\,\text{sen}^4\frac{\alpha}{2}$$

Anche valori di j in funzione dell'angolo α sono riportati nella tab. 29.IX.

Poiché però i cambiamenti di direzione si realizzano quasi sempre con ampi raggi di curvatura, la perdita di carico risulta, in pratica, molto minore e dipende dal rapporto fra il diametro del condotto D ed il raggio della curva R (fig. 29.8e) secondo la

$$j = 0,13 + 0,16\left(\frac{D}{R}\right)^{3,5}$$

Tabella 29.IX – Valori del coefficiente j nel caso di bruschi cambiamenti di direzione del condotto (fig. 29.8d).

α =	20°	40°	60°	80°	90°
j ≈	0,03	0,14	0,36	0,74	0,98

La tab. 29.X fornisce, per alcuni valori del rapporto D/R, i corrispondenti valori di j. Per D/R < 0,2 (ossia R > 5D), la perdita di carico è praticamente trascurabile.

Tabella 29.X – Valori del coefficiente j nel caso di cambiamenti di direzione dei condotti raccordati e per α = 90° (fig. 29.8e).

$\frac{D}{R} =$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,00
j ≈	0,13	0,14	0,16	0,20	0,29

Infine, allorquando si ha una divisione o una riunione (raccordata) di due condotti secondo lo schema della fig. 29.8f o della fig. 29.8g, si possono rispettivamente assumere i seguenti valori del coefficiente j:

a) per il tipo di riunione o divisione di due condotti illustrato dalla fig. 29.8f: j = 1,0;

b) per il tipo di riunione o divisione di due condotti illustrato dalla fig. 29.8g:

– per il condotto deviato (di diametro D_1): $j_1 = 1,5$;

– per il condotto non deviato (di diametro D_2):
a seconda che $D_2 \approx D_1$ $j_2 = 1$
$D_2 > D_1$ $j_2 = 0{,}7$
$D_2 > 2D_1$ $j_2 = 0{,}4$
$D_2 > 3D_1$ $j_2 = 0{,}2$
$D_2 > 4D_1$ $j_2 = 0{,}0$

(6) *Separatori* (4)

Fra i vari sistemi di separazione dei materiali trasportati dal fluido vettore aria (fig. 29.9), i *cicloni* sono i più frequentemente impiegati. Essi consistono in un cilin-

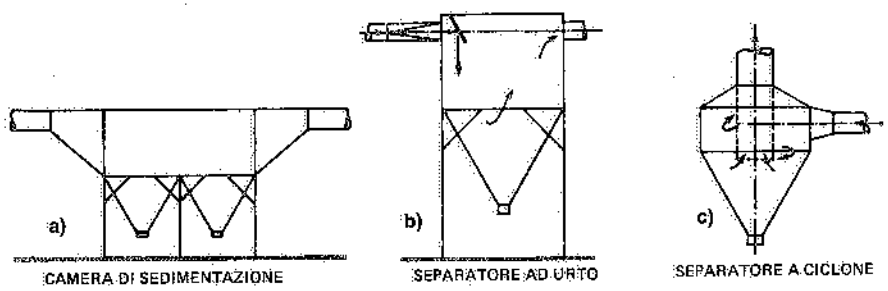


Fig. 29.9 – Alcuni sistemi di separazione delle particelle di materiale trasportate dall'aria.

dro in lamiera ad asse verticale e fondo conico (fig. 29.10). L'aria ed il materiale trasportato entrano nella parte alta del cilindro, in posizione tangenziale; il materiale cade lungo la parete del cilindro e si raccoglie nella parte conica, dalla quale può fuoriuscire grazie ad appositi dispositivi di scarico; l'aria, contenente ancora particelle polverose, esce dall'alto, attraverso un condotto coassiale con il ciclone, che la convoglia ad un impianto di depurazione (filtro) prima dello scarico nell'atmosfera. La polvere trattenuta dal filtro viene di solito recuperata.

Nei cicloni, il materiale viene separato dall'aria grazie alla forza centrifuga

(29.8) $$F_c = G \cdot \frac{v^2}{gr}$$

dove:
G = peso dei grani di materiale;
v = velocità dell'aria dentro il ciclone;
g = accelerazione di gravità;
r = raggio del ciclone;
v^2/gr = fattore di separazione del ciclone.

Come si può rilevare dalla (29.8), l'efficacia di un ciclone aumenta al diminuire del raggio. Per questo motivo, nel caso di grandi portate, risulta vantaggioso, anziché ricorrere ad un solo ciclone, impiegare più cicloni a bassa capacità (e quindi a piccolo diametro), i quali realizzano una migliore efficienza. Quest'ultima, peraltro, è

(4) Vd. capitolo 45 del II volume.

anche influenzata dalle dimensioni e dalla forma delle particelle di materiale.

Per il dimensionamento dei cicloni si può ricorrere alle seguenti espressioni (fig. 29.10):

$$A = v_i \cdot a \cdot b$$
$$a = 0{,}2 \div 0{,}25\ D$$
$$b = 0{,}5 \div 0{,}8\ D$$
$$c_1 = 1{,}5 \div 3\ D$$
$$c_2 = 1{,}2 \div 1{,}5\ D$$

dove:
A = portata d'aria che attraversa il ciclone (in m^3/s);
v_i = velocità d'ingresso dell'aria nel ciclone (in m/s);
a = larghezza del condotto di ingresso nel ciclone (in m);
b = altezza del condotto di ingresso nel ciclone (in m);
c_1 = altezza della parte conica del ciclone (in m);
c_2 = altezza della parte cilindrica del ciclone (in m);
D = diametro del ciclone (in m).

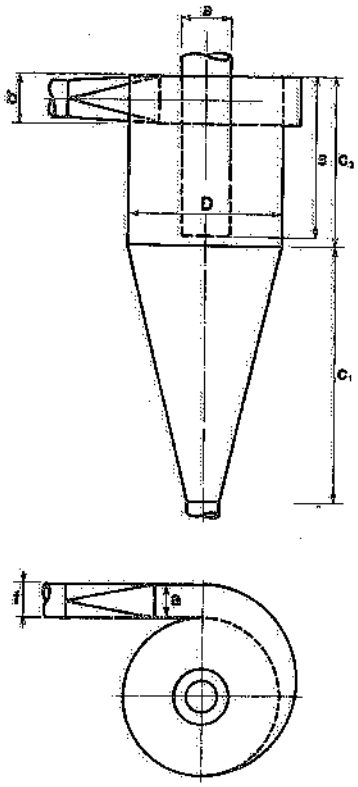


Fig. 29.10 – Separatore a ciclone e relative quote costruttive principali.

Altri Autori suggeriscono di adottare per i cicloni le seguenti dimensioni, espresse in funzione del diametro del condotto di uscita dell'aria dal ciclone oppure della larghezza del condotto di entrata nel ciclone o ancora del diametro del tubo a monte del condotto di ingresso nel ciclone (fig. 29.10):

$a \approx 0{,}4\ e$ $e \approx 2\ a$
$e \approx 1{,}9\ f$

$b \approx 1{,}2\ e$	$b \approx 1{,}5\ a$	$c_2 \approx 3{,}2\ f$
$c_1 + c_2 \approx 8\ e$	$c_2 \approx 2{,}5\ a$	$c_1 \approx 3{,}8\ f$
$D \approx 2{,}8\ e$	$D \approx 4\ a$	$D \approx 4{,}2\ f$
$s \approx 1{,}4\ e$	$s \approx 2{,}5\ a$	$s \approx 3{,}0\ f$

La perdita di carico totale nei cicloni si può calcolare mediante la

(29.9) $$h = 1{,}3\,\gamma_a \cdot \frac{a \cdot b}{e^2 \sqrt[3]{\frac{c_1 \cdot c_2}{D^2}}} \cdot v_i^2 \qquad (kg_f/m^2)$$

oppure mediante la

(29.10) $$h = 10\,\xi \frac{A^2 \cdot \gamma_a}{D^4 \cdot g} \qquad (kg_f/m^2)$$

dove, oltre ai termini già noti, ξ è una caratteristica dei cicloni, variabile da 10 a 20.

Per il calcolo della perdita di carico nei cicloni proponiamo la seguente espressione, ricavata in base a prove sperimentali; essa, oltre a fornire valori sufficientemente prossimi a quelli ricavabili dalle formule sopra riportate, risulta di più semplice applicazione pratica:

(29.11) $$h_{6A} = 10\,\gamma_a \frac{v^2}{2g} \qquad (kg_f/m^2)$$

I valori di $\gamma_a\, v^2/2g$ si ottengono direttamente dalla già citata fig. 29.6.

Il diametro minimo dei grani (misurato in mm) che vengono separati completamente da un ciclone può essere valutato mediante la seguente formula sperimentale:

(29.12) $$d_{min} \approx 5 \sqrt{\frac{D}{v_i\,\gamma_m}}$$

Com'è ovvio, a partire da tale valore delle dimensioni dei grani, la separazione decresce gradualmente al diminuire del diametro.

7) Filtri (5)

Per i vari tipi di filtri disponibili sul mercato, le case costruttrici forniscono le principali caratteristiche, ivi compresa la perdita di carico. Si rimanda quindi, per quanto riguarda la resistenza dei filtri, a tali indicazioni.

Ricordiamo che talvolta il separatore ed il filtro vengono installati in modo da costituire un unico impianto (fig. 29.11).

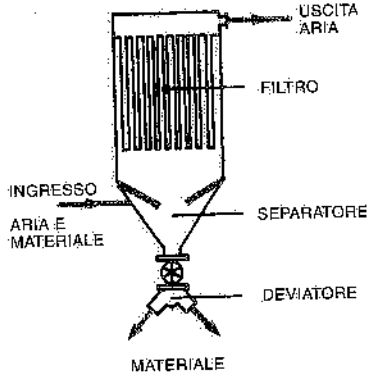


Fig. 29.11 – Separatore con filtro incorporato.

B) Materiale

1) Energia di avviamento

La perdita di carico per imprimere al materiale la forza viva necessaria vale:

(29.13) $$h_{1M} = \frac{Q}{A}\,\frac{(k\,v)^2}{2g} \qquad (kg_f/m^2)$$

dove, oltre ai simboli già noti:

Q = kg_f/s di materiale da trasportare;

A = m^3/s di aria necessaria per assicurare il trasporto;

(kv) = velocità del materiale (in m/s) corrispondente alla velocità v dell'aria; k è una funzione di r_v (o r_p) e delle caratteristiche fisiche del materiale: alcuni assumono $k = 0{,}75$. Anche per tener conto della resistenza dovuta al moto relativo del materiale rispetto all'aria, preferiamo assumere $k = 1$.

I valori di $v^2/2g$ sono leggibili direttamente sul diagramma di fig. 29.6.

(5) Vd. II volume, capitolo 45.

2) Ingresso nel circuito

In base a prove sperimentali, proponiamo i seguenti valori per la perdita di carico corrispondente all'ingresso del materiale nel circuito:

$h_{2M} \approx 3h_{1M}$ per gli impianti funzionanti in depressione;
$h_{2M} \approx 2h_{1M}$ per gli impianti funzionanti in pressione.

3) Attrito nei condotti

La perdita di pressione causata dall'attrito fra il materiale e le tubazioni dipende dall'angolo di attrito del materiale trasportato sull'acciaio costituente i condotti dell'impianto. Detti φ tale angolo e c un coefficiente che tiene conto del fatto che solo una parte del materiale striscia lungo le tubazioni (in pratica, si assume sovente $c = 0{,}2$), la perdita di carico dovuta all'attrito è data dalla

(29.14) $$h_{3M} = c\,\mathrm{tg}\,\varphi\,\frac{Q}{A}L \qquad (kg_f/m^2)$$

La tab. 29.XI fornisce, fra l'altro, i valori di tg φ (e di 0,2 tg φ) per alcuni materiali.

Tabella 29.XI – Pesi specifici assoluti e apparenti, angoli di attrito naturale e di scorrimento di alcuni materiali.

Materiale	Peso specifico		Angolo di attrito		tg φ	0,2 tg φ (valori arrotondati)
	assoluto kg_f/m^3 (1)	apparente kg_f/m^3 (2)	naturale φ (3)	contro superfici in acciaio φ (4)		
Farina di frumento		580÷720	35°	25°÷29°	0,47÷0,55	0,09÷0,11
Frumento		750÷780	28°÷34°	20°÷28°	0,36÷0,53	0,08÷0,11
Amido in grani		650	30°	24°	0,44	0,9
Amido in polvere		500	40°÷50°	45°	1	0,2
Bentonite in polvere	2.000	800	45°÷50°	42°	0,90	0,18
Cemento in polvere	2.000	1.400	40°÷44°	39°	0,80	0,16
Ceneri in polvere		700÷900	43°÷48°	40°÷45°	0,84÷1	0,17÷0,20
Cioccolato in polvere		640		45°	1	0,2
Fosfato sodico in polv.	1.640	800÷900	47°	40°	0,84	0,17
Fosfato sodico in grani	1.640	960	32°	26°	0,49	0,1
Fosfato monocalcico	2.300	980	45°	40°	0,84	0,17
Sabbia asciutta		1.600	35°÷40°	35°	0,70	0,15
Argilla	2.000	1.800	40°÷48°	40°	0,84	0,17
Zucchero	1.600	700	50°	45°	1	0,2

(1) Peso dell'unità di volume di materiale.
(2) Peso del materiale in mucchio.
(3) Pendenza naturale del materiale in mucchio: angolo che si forma fra il piano di posa (orizzontale) e la superficie limite di un mucchio di materiale quando questo è versato dall'alto e può scorrere sul mucchio stesso.
(4) Angolo di scorrimento del materiale su una superficie in acciaio (tubazioni degli impianti di trasporto pneumatico).

N.B. - E' consigliabile che sia i valori qui riportati sia quelli forniti da altri Autori, vengano di volta in volta verificati per il materiale da trasportare.

4) Dislivelli

La perdita di carico per il superamento da parte del materiale di un dislivello H vale

(29.15) $$h_{4M} = \frac{Q}{A} H \qquad (kg_f/m^2)$$

5) Variazioni di sezione e di direzione

Si moltiplicano le corrispondenti perdite di carico calcolate per l'aria, per il rapporto dei pesi

(29.16) $$h_{5M} = h_{5A} \cdot r_p \qquad (kg_f/m^2)$$

Non si considera alcuna resistenza dovuta al filtro, in quanto il materiale non lo attraversa.

Per le operazioni di captazione dei materiali (da carri ferroviari, autocarri, ecc.) si ricorre spesso a tratti di tubi flessibili metallici, la cui resistenza al moto, rispetto ai tubi normali, è doppia (se sono rivestiti internamente in gomma) o tripla (se non sono rivestiti).

Sommando tutte le perdite di carico sopra elencate e raccolte sinteticamente nella tab. 29.V, si ottiene la pressione totale H_t (in kg_f/m^2) necessaria per il funzionamento dell'impianto.

Essendo già nota la portata d'aria necessaria (in m^3/s), è possibile scegliere il ventilatore o il compressore adatto e valutare la potenza elettrica assorbita dal motore dello stesso.

Così, ad esempio, per portate superiori a 400 l/s e prevalenze $\geq 0{,}3 \div 0{,}5$ bar, si ricorre di solito a compressori centrifughi e la potenza assorbita (in kW) è data dalla

(29.17) $$N = \frac{\gamma_a A L_i}{102 \eta_m \cdot \eta_e}$$

dove:
η_m = rendimento meccanico del compressore;
η_e = rendimento del motore elettrico;
L_i = lavoro del compressore (in kgm/kg_f), vale a dire:

(29.18) $$L_i = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k \eta_y}} - 1 \right]$$

essendo:
k = esponente dell'isoentropica (=1,4);
R = costante di elasticità dell'aria (= 29,3 $m/°K$);
T_1 = temperatura assoluta dell'aria in entrata nella macchina (°K);

$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_1 + H_t}{p_1}$, dove p_1 è la pressione atmosferica (kg_f/m^2);

η_y = rendimento idraulico della macchina ($\approx 0{,}8$).

Per portate inferiori al valore sopra indicato, si può ricorrere a compressori *Roots* (eventualmente a 2 stadi). La potenza elettrica assorbita vale, se lo stadio di compressione è unico:

(29.19) $$N = \frac{A H_t}{102 \lambda_v \eta_m \cdot \eta_e} \qquad (kW)$$

con λ_v = coefficiente di riempimento (= 0,6÷0,8).

Per prevalenze minori di 0,3 bar, si adottano di solito ventilatori centrifughi, la cui potenza assorbita è data da:

(29.20) $$N = \frac{A H_t}{102 \eta} \qquad (kW)$$

dove η è il prodotto del rendimento idraulico della macchina η_y per il rendimento meccanico η_m e, ancora, per il rendimento η_e del motore elettrico (η = 0,70÷0,8).

29.3. APPARECCHIATURE E DISPOSITIVI PER GLI IMPIANTI DI TRASPORTO PNEUMATICO

Ci soffermiamo brevemente su alcuni dispositivi e apparecchiature che rivestono particolare importanza negli impianti di trasporto pneumatico.

1) Apparecchiature per l'introduzione del materiale negli impianti in pressione.

Il problema più delicato negli impianti di trasporto pneumatico in pressione è quello dell'introduzione del materiale nel flusso d'aria vettore.

Numerosi sono i dispositivi all'uopo impiegati. Ricordiamo i più noti:

a) *Ugelli Venturi o iniettori* (fig. 29.12). L'aumento di velocità dell'aria che si verifica nel tubo "Venturi" provoca l'aspirazione di materiale dalla bocca di alimentazione sovrastante. Questi organi di introduzione del materiale negli impianti di trasporto pneumatico sono utilizzati nel caso di piccole portate e limitate lunghezze totali delle tubazioni (poche decine di metri); richiedono grandi portate d'aria ed hanno un basso rendimento; per contro, sono utilizzabili anche per materiali abrasivi;

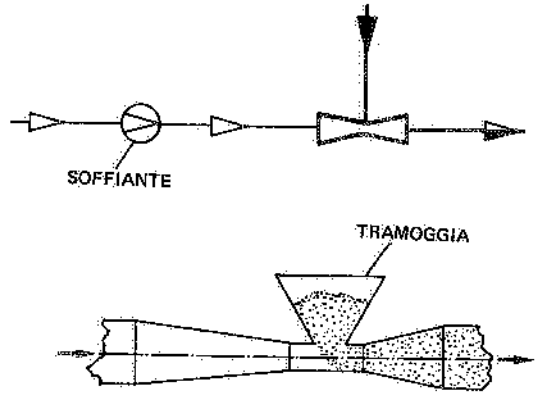


Fig. 29.12 – Ugello venturi o iniettore.

b) *Valvole rotanti* (fig. 29.13). Consentono di introdurre con continuità il materiale solido nella corrente d'aria dell'impianto (6). Sono adatte per materiali non abra-

(6) Per migliorare la tenuta si costruiscono le estremità delle palette in gomma o in materie plastiche.

sivi, portate limitate (< 15 t/h), lunghezze delle tubazioni di trasporto inferiori a 100÷200 m, pressioni massime di esercizio intorno a 0,4÷0,5 bar (oltre tali pressioni, le perdite di aria attraverso le valvole diventano inaccettabili);

c) *Coclee a passo decrescente* (fig. 29.14). Come si è detto nel capitolo 26, i trasportatori a coclea aventi passo decrescente nel senso del flusso, contemporaneamente al trasporto comprimono il materiale; di conseguenza, lo stesso materiale fa "tenuta" al flusso dell'aria. Tale caratteristica favorisce l'impiego delle coclee come alimentatori dei materiali negli impianti di trasporto pneumatico in pressione. Le coclee sono poco ingombranti e vengono impiegate nel caso di materiali molto fini e non abrasivi.

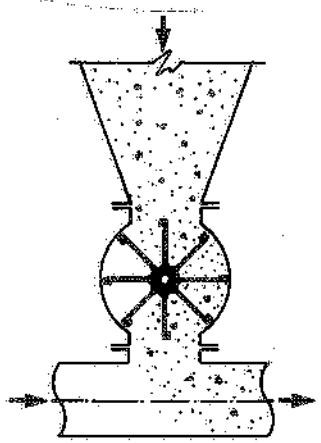


Fig. 29.13 – Valvola rotante per l'alimentazione di materiale alla rinfusa ad un impianto di trasporto pneumatico in pressione.

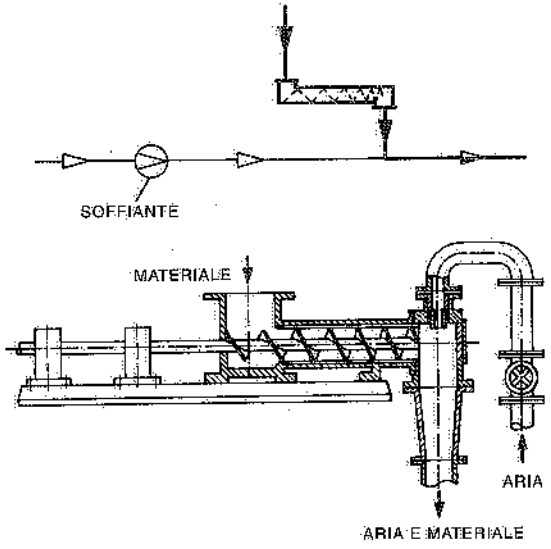


Fig. 29.14 – Alimentazione di un impianto di trasporto pneumatico in pressione mediante coclea a passo decrescente.

Talvolta, in corrispondenza dell'entrata del materiale nell'impianto, si installa un *miscelatore* (fig. 29.15) dotato di ugelli alimentati dall'aria di trasporto: la miscelazione fra aria e materiale consente di introdurre un quantitativo maggiore di prodotto e di ridurre la portata d'aria occorrente (ovvero il rapporto aria/materiale), il diametro delle tubazioni e la potenzialità del filtro; richiede però l'installazione di un'apparecchiatura in più.

d) *Serbatoi in pressione* (fig. 29.16). Pur nella molteplicità di versioni, questi organi di alimentazione si possono schematizzare come segue: in un serbatoio si introduce, dall'alto, il materiale, il cui flusso viene interrotto da un indicatore di livello (ad esempio, di tipo ponderale); si apre allora la valvola che regola l'immissione dell'aria: quest'ultima "percola" attraverso il materiale e fa aumentare la pressione nel serbatoio fino a quando il materiale, così aerato, è in grado di fluire nell'impianto di trasporto in una corrente ad alta concentrazione; solo verso la fine del ciclo, il rapporto aria/materiale aumenta, ma si tratta di una fase relativamente breve; quando tutto il materiale è stato introdotto nell'impianto, la valvola sull'immissione dell'aria compressa si chiude e si apre quella sull'entrata del materiale, dando inizio ad un nuovo ciclo.

La caratteristica principale dei serbatoi in pressione è quella di convogliare il materiale a velocità molto basse: in tal modo, si riduce la potenza elettrica assorbita per il trasporto e diminuiscono sia la possibilità di rottura dei grani di certi materiali, sia l'usura delle parti costituenti l'impianto. Pertanto, i serbatoi in pressione sono adatti per il trasporto pneumatico di molti materiali in polvere e granulari, compresi quelli abrasivi o friabili. Per contro, il loro funzionamento è intermittente, per cui, quando è richiesta la continuità del flusso, occorre installare due serbatoi in parallelo e farli lavorare alternativamente.

Un inconveniente dei serbatoi in pressione deriva dal fatto che il materiale deve essere necessariamente alimentato per gravità oppure da un impianto ausiliario di trasporto.

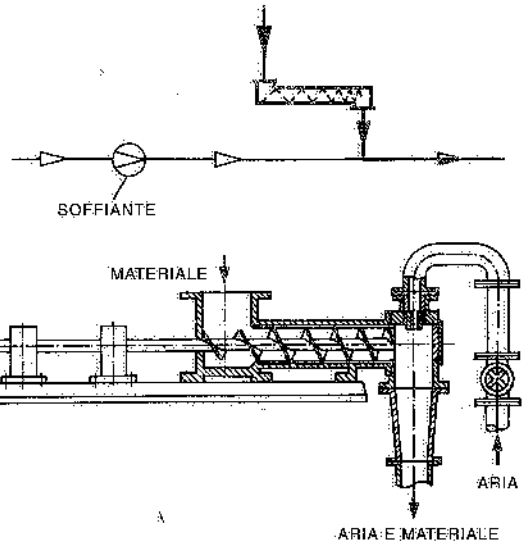


Fig. 29.15 – Miscelatore installato sull'immissione del materiale in un impianto di trasporto pneumatico in pressione.

2) Apparecchiature per l'introduzione del materiale negli impianti in depressione.

Negli impianti in depressione, l'introduzione del materiale avviene sovente mediante uno dei seguenti dispositivi:

- *valvole rotanti* (fig. 29.13);
- *succhieruole* (fig. 29.17), particolarmente adatte per aspirare il materiale (e l'aria occorrente per il trasporto) da mucchi o mezzi di trasporto; esse consi-

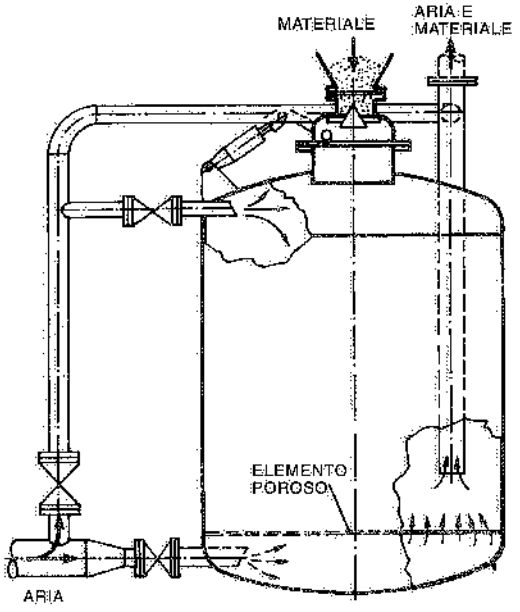


Fig. 29.16 – Serbatoio in pressione.

stono in due tubi concentrici: il materiale entra nel tubo centrale, mentre nella corona circolare passa l'aria necessaria al trasporto. Le succhieruole sono collegate con tratti di tubo flessibile in modo che la bocca di presa risulti spostabile e consenta di prelevare con continuità il materiale.

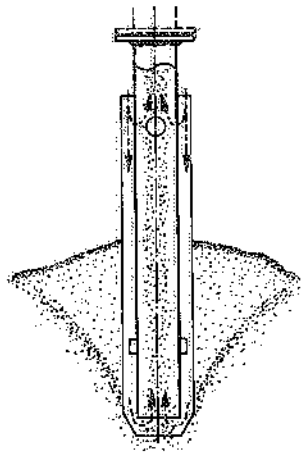


Fig. 29.17 – Succhieruola.

3) Apparecchiature per lo scarico del materiale dagli impianti di trasporto pneumatico.

Il materiale si separa dal fluido vettore nei separatori e nei filtri; la sua estrazione dalle tramogge di tali impianti deve avvenire mediante dispositivi che impediscano l'entrata o la fuga di aria, a seconda che si tratti di un impianto di trasporto in depressione o in pressione. A tale fine, si possono utilizzare alcune delle apparecchiature già descritte per l'introduzione del materiale nell'impianto: in modo particolare, le valvole rotanti (fig. 29.18).

4) Generatori di pressione e depressione.

Il flusso d'aria che provvede allo spostamento delle particelle solide introdotte in un impianto di trasporto pneumatico in pressione può essere ottenuto passando dalle basse alle medie ed alte pressioni, mediante:

- elettroventilatori centrifughi;
- soffianti a lobi (tipo Roots);
- compressori rotativi, a vite od a pistoni.

Negli impianti in depressione si impiegano invece:

- elettroventilatori centrifughi;
- soffianti tipo Roots;
- pompe ad anello liquido.

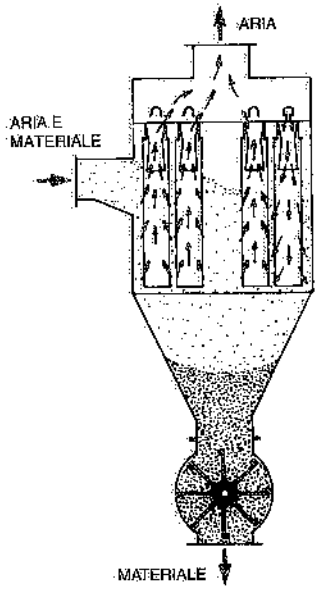


Fig. 29.18 – Valvola rotante installata sullo scarico di un filtro.

5) Canalette fluidificate.

Come già si è accennato, può accadere che il punto di caricamento di un impianto di trasporto pneumatico sia unico, mentre i materiali provengono da più fonti di alimentazione: si veda, ad esempio, la fig. 29.19, nella quale alcuni sili alimentano prodotti polverulenti ad un unico serbatoio in pressione previsto per il caricamento di un impianto di trasporto pneumatico. In tali casi, occorre trasferire il materiale fino al punto di carico ricorrendo a trasportatori a coclea, trasportatori vibranti a risonanza, canalette fluidificate.

Mentre i primi due tipi di trasportatori sono già noti, l'ultimo (fig. 29.20) consiste in un condotto a sezione rettangolare diviso orizzontalmente da un

setto poroso costituito da materiale permeabile all'aria (fibre naturali o artificiali, metalli sinterizzati, ceramica porosa, ecc.); nella parte superiore del condotto viene introdotto il materiale da trasportare, nella parte inferiore aria a bassa pressione, la quale si distribuisce uniformemente attraverso la membrana porosa: l'aerazione del materiale provoca una diminuzione dell'angolo di natural declivio del materiale stesso.

L'introduzione di aria in molti materiali polverulenti è sovente indicata con il termine *fluidificazione*, dal momento che quei materiali acquisiscono caratteristiche tipiche dei liquidi; in particolare, risulta favorito il loro trasporto, a parità di pendenza del condotto (si adottano inclinazioni in discesa variabili da 3° a 12°). Di qui, il nome di *canalette fluidificate* che viene dato a tale sistema di trasporto, atto a trasferire portate notevoli di materiali in polvere (a titolo esemplificativo, con tali canalette si possono trasportare centinaia di tonnellate all'ora di cemento).

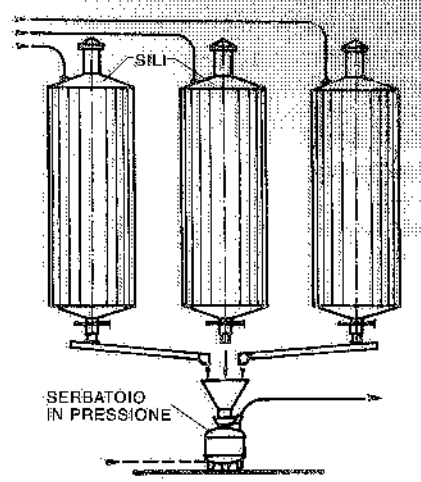


Fig. 29.19 – Esempio di alimentazione di un serbatoio in pressione da più sili.

Ovviamente, l'impiego di un trasportatore ad aerazione dipende dalle caratteristiche del materiale da trasportare; in particolare, i parametri che più contribuiscono a rendere "fluidificabili" le polveri, sono la composizione granulometrica ed il contenuto di umidità.

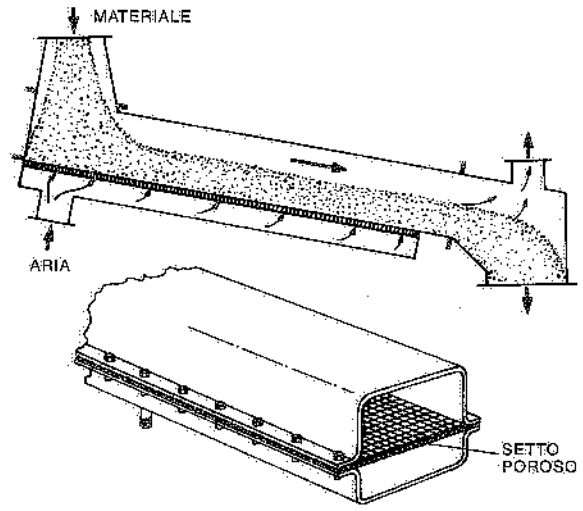


Fig. 29.20 – Canaletta fluidificata.

Accenniamo per inciso all'utilizzazione del fenomeno della fluidificazione per facilitare lo scarico di materiali polverulenti da sili (dentro il fondo conico di questi sono installati elementi porosi, attraverso i quali – all'atto dello scarico del materiale – passa l'aria) oppure per omogeneizzare prodotti in polvere contenuti dentro sili suddivisi idealmente in settori, in ciascuno dei quali si introducono correnti d'aria a pressioni variabili: in tal modo, si promuove un movimento di rotazione in senso sia verticale che orizzontale del materiale, il quale risulta così rimescolato e quindi "omogeneizzato".

6) Deviatori.

La fig. 19.21 riporta lo schema di alcuni deviatori utilizzati per inviare il materiale trasportato pneumaticamente a più destinazioni oppure per far convergere in una tubazione i materiali provenienti da più punti di alimentazione.

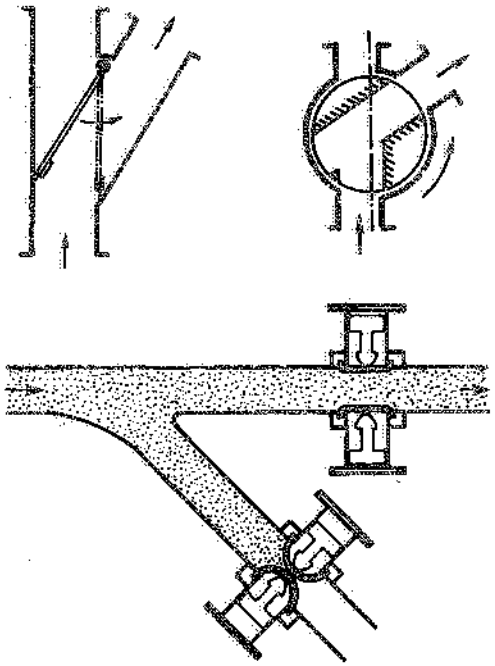


Fig. 29.21 – Deviatori.

7) Tubazioni.

La scelta delle tubazioni per gli impianti pneumatici dipende dal tipo di materiale da trasportare. Nei casi normali, si impiegano tubi di acciaio; materiali abrasivi esigono invece tubi di ghisa flangiati; i condotti degli impianti a bassa pressione sono sovente costruiti in lamiera.

Alcuni materiali (come, ad esempio, le resine) durante il trasporto si elettrizzano fortemente: è pertanto consigliabile provvedere alla messa a terra delle tubazioni.

Altri materiali (come, ad esempio, i nero-fumi) risultano pericolosi allorquando sono sottoposti a concentrazione in presenza di aria (come avviene in un impianto di trasporto pneumatico in pressione): essi, infatti, possono dare luogo a vere e proprie miscele esplosive. In questi casi, si ricorre a impianti di trasporto del tipo in depressione e se ne prevede la messa a terra.

29.4. TRASPORTO SU CUSCINO D'ARIA

Dedichiamo un breve cenno ai sistemi di sollevamento e trasporto mediante "cuscino d'aria". Concettualmente (fig. 29.22), essi consistono in una piattaforma – sottostante il carico da movimentare – che ha inferiormente una membrana elastica (camera d'aria) dotata di fori o di fessure piccolissimi. Si immette aria alla pressione di 2÷6 bar dentro la membrana; questa, gonfiandosi, solleva il carico (al massimo di alcuni centimetri), mentre l'aria in eccesso fuoriesce perimetralmente fra la membrana ed il pavimento attraverso una fessura di circa 0,1 mm: in tali condizioni di equilibrio, il carico

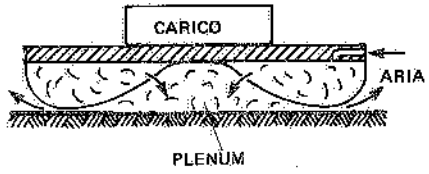
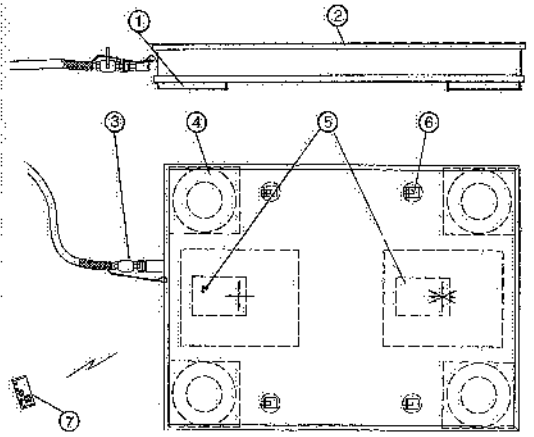


Fig. 29.22 – Sollevamento di un carico mediante "cuscino d'aria".

può essere spostato molto facilmente in qualsiasi direzione orizzontale. Infatti, tutto avviene come se il sistema che sopporta il carico ed il carico stesso galleggiassero sull'aria, che funge da lubrificante.

La fig. 29.23 illustra un'altra versione del sistema a cuscino d'aria: la piattaforma porta-carico appoggia su moduli (di solito sono quattro), ognuno dei quali è costituito da una struttura di supporto circondata inferiormente da un pannello di gomma rinforzata (cuscino); immettendo aria compressa nell'anello, il modulo si solleva (fig. 29.24); di conseguenza, l'aria fuoriesce dalla parte interna formando, inferiormente (tra pavimento e cuscino), un sottile strato sopra il quale i moduli, e quindi la piattaforma, scivolano con un attrito molto basso (1-2% del carico).



1. cuscino d'aria
2. piattaforma porta-carico
3. alimentazione dell'aria compressa
4. modulo a cuscino d'aria
5. unità trainanti (con motore pneumatico/elettrico) per superare attriti
6. ruote per movimentazione senza carico
7. telecomando

Fig. 29.23 – Piattaforma di trasporto di carichi pesanti mediante cuscino d'aria.

Con il sistema citato è possibile spostare, ad esempio lungo le linee di montaggio, carichi molto ingombranti e pesanti (quali locomotive, trasformatori e blocchi navali).

L'aria compressa necessaria per sollevare le piattaforme è di solito alimentata dalla relativa rete di distribuzione dello stabilimento.

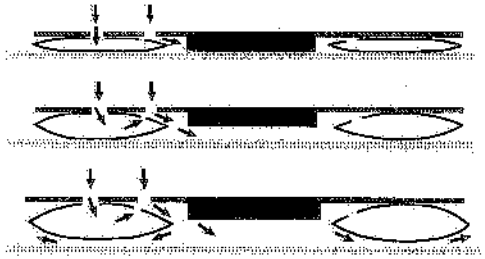


Fig. 29.24 – Schematizzazione del funzionamento dei moduli a cuscino d'aria.

I sistemi di trasporto su cuscino d'aria richiedono che il pavimento sia:

- *piano*, onde evitare spostamenti del carico lungo l'eventuale pendenza (stante il basso attrito fra il pavimento ed il cuscino d'aria);
- *liscio*, per minimizzare il consumo dell'aria e l'attrito;
- *a perfetta tenuta*, per evitare il disperdimento dell'aria sottostante il carico attraverso laschi del pavimento (eventuali giunti devono essere riempiti con composizioni elastiche tipo gomma uretano).

Si possono anche realizzare impianti del tipo schematizzato in fig. 29.25: un carico è disposto sopra un canale nel quale si immette aria compressa; uscendo da fori predisposti sulla parte superiore del canale, l'aria solleva leggermente il carico; se i fori sono opportunamente orientati, il carico può muoversi senza alcuna spinta nella direzione voluta.

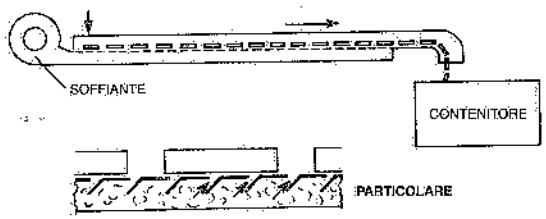


Fig. 29.25 – Impianto di trasporto a "cuscino d'aria".

In campo industriale, il "cuscino d'aria" ha trovato applicazioni nelle linee di montaggio, quale supporto di trasportatori a nastro (fig. 29.26), per manutenzioni, ecc.

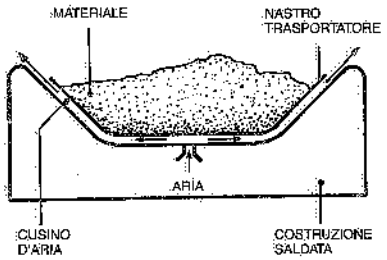


Fig. 29.26 – Trasportatore a nastro movimentato mediante "cuscino d'aria".

Tutti gli impianti di trasporto pneumatico per prodotti alla rinfusa o per carichi isolati devono soddisfare le regole di sicurezza contenute nella vigente normativa: citiamo, in particolare, il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, le UNI ISO 1819 e 7149, la UNI 10318 e la EN 618.

29.5. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Milano, Hoepli.
A. Izar, *Termotecnica*, Milano, Ed. Unione Tipografica.
I. Szilagyi, *Il trasporto pneumatico di materiali polveriformi e granulari*, Varsavia.
H. Nichols, W. Staniar et alii, *Plant Engineering Handbook*, New York, Mc Graw-Hill Book Company.
H. Bolz e G. Hagemann, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.
E.E.U.A., *Pneumatic handling of powdered materials*, Londra, Constable and Company Ltd.
M. First et alii, *Air cleaning studies*, Progress Report – NYO 1586.
F. Zenz e D. Othmer, *Fluidization and fluid-particle systems*, New York, Reinhold Publishing Corporation.
H. Stoess, *Pneumatic conveying*, New York, Wiley-Interscience.
M. Kraus, *Pneumatic conveying of bulk materials*, New York, The Ronald Press Company.
J. Alden, *Design of industrial exhaust systems*, New York, The Industrial Press.
Beth GmbH, *Beth Handbuch der Staubtechnik*, Lubecca.
Compagnia Italiana Forme Acciaio – Moltrasio – F.J. Gattys – Solving Italia, *Documentazione tecnica*.

30. I magazzini industriali

(vd. capitoli V-VI-VII)

30.1. GENERALITÀ

I magazzini industriali hanno in genere i seguenti scopi:
- conservare i materiali direttamente o indirettamente impiegati od ottenuti nei processi produttivi dell'azienda, siano essi greggi, semilavorati o finiti;
- assicurare la disponibilità delle materie prime e dei prodotti finiti necessari alla lavorazione od alla vendita, garantendo una scorta minima che assicuri la continuità della produzione e delle consegne;
- consentire una disposizione razionale del materiale, atta a: ridurre al minimo lo spazio necessario per l'immagazzinamento, limitare il costo dell'immagazzinamento stesso, consentire facili controlli e movimentazioni dei materiali immagazzinati.

Da quanto sopra, si può facilmente dedurre che i magazzini hanno grande importanza per tre motivi fondamentali:

1) *Rappresentano un peso economico non indifferente*: è noto che le giacenze di materiali a magazzino significano capitali immobilizzati (molto costosi per interessi passivi), senza che ad essi corrisponda un utile (1); capitali che sovente sono anche sottoposti ad un progressivo deprezzamento (ad esempio, perché la merce immagazzinata è deteriorabile oppure fuori mercato). Pertanto, è ovvio che le scorte di merce e di materiali devono essere contenute al minimo indispensabile. Il che può ottenersi con i seguenti accorgimenti:
   - adottando una intelligente politica degli approvvigionamenti e delle scorte;
   - limitando al minimo i tipi delle merci tenute in riserva;
   - ruotando od annullando almeno una volta all'anno tutte le scorte di sicurezza.
2) *Richiedono notevole spazio*: ogni metro quadrato di superficie occupata ovvero ogni metro cubo di spazio destinato a magazzino incide per una certa aliquota sui costi dell'azienda (per ammortamenti, riscaldamento, illuminazione, ecc.), senza

(1) Si prescinde qui da ogni considerazione circa l'impiego dei magazzini per l'accumulo di prodotti, a fini speculativi, in particolari situazioni congiunturali del Paese.

che ne corrisponda alcun vantaggio: si comprende, quindi, come si abbia tutto l'interesse a ridurre al minimo le aree ed i volumi occupati dai magazzini.

3) *Devono rispondere ad esigenze di funzionalità*: un magazzino industriale è in genere strettamente connesso ai reparti di lavorazione: infatti, sia che debba alimentare i materiali ai reparti, sia che i materiali pervengano al magazzino dai reparti, la posizione, l'organizzazione e la funzionalità del magazzino devono essere tali da facilitare i flussi dei materiali stessi; ossia è necessario che il magazzino, inserito nel ciclo produttivo, abbia caratteristiche tali da non alterare la linearità di tali flussi, anche se, in pratica, ne interrompe la continuità. Inoltre, la sosta deve:
   - essere minima;
   - richiedere il minor numero possibile di movimentazioni;
   - comportare operazioni di carico, scarico ed immagazzinamento semplici ed economiche, eseguite con impianti ed attrezzature razionali.

Dal punto di vista degli impianti industriali interessano soprattutto i seguenti magazzini (2):
- materie prime (o materiali greggi);
- semilavorati od interoperazionali;
- prodotti finiti.

Il primo tipo di magazzino assicura una riserva di materiali greggi nell'eventualità di imprevisti che interrompano i rifornimenti esterni.

Il secondo tipo di magazzino costituisce un polmone fra successive lavorazioni aventi cadenze di produzione diverse: esso accumula cioè i semilavorati, i sottomontaggi ed i particolari occorrenti ai reparti di montaggio finale, nelle quantità e con la regolarità richieste dalle esigenze delle lavorazioni.

La presenza del magazzino contenente i prodotti finiti è necessaria quando:
- tra produzione e spedizione intercorre un certo tempo;
- la produzione segue determinati programmi (lotti economici) che non sempre corrispondono esattamente alle quantità da spedire.

I magazzini dei materiali greggi e dei prodotti finiti coincidono rispettivamente con l'inizio e con la fine dei cicli produttivi. Inoltre, essendo gli stessi serviti da trasporti esterni allo stabilimento, questi ultimi devono poter accedere facilmente, per tutte le operazioni di carico e scarico, tanto al magazzino delle materie prime quanto a quello dei prodotti finiti. Ne derivano alcune condizioni ubicazionali cui i magazzini materie prime e prodotti finiti devono soddisfare. La fig. 3.4 del capitolo 3 illustra alcune ubicazioni tipo dei magazzini industriali.

Alcuni Autori hanno proposto la seguente terminologia:
- *deposito*: con riferimento a materiali, sovente alla rinfusa, raccolti in genere all'aperto e di poche qualità o voci o articoli o codici o referenze (termini di uso corrente per distinguere un materiale da un altro);
- *magazzino*: con riferimento a materiali raccolti in luoghi generalmente chiusi.

La scelta del fabbricato per un magazzino va fatta non solo tenendo conto delle esigenze di carico sul pavimento, numero di accessi, "maglia" e così via, ma anche calcolando il costo del metro cubo di magazzino.

(2) Sovente, per esigenze di produzione, sono presenti anche altri magazzini, destinati a contenere, ad esempio, imballi, materiali di consumo, utensili, stampi, maschere ed attrezzi, gas, oli.

In proposito, vale la pena di rilevare che aumentando l'altezza utile del fabbricato, il costo di costruzione riferito al metro cubo cresce, ma contemporaneamente diminuiscono i costi di esercizio, sempre riferiti al metro cubo: ne deriva che il costo unitario globale per metro cubo di fabbricato diminuisce all'aumentare dell'altezza: la fig. 30.1 fornisce l'andamento dei costi totali riferiti al metro quadrato ed al metro cubo di magazzini simili, al variare dell'altezza degli stessi.

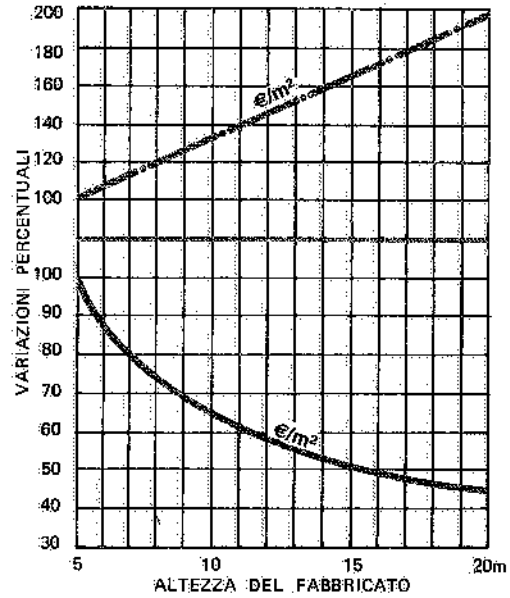


Fig. 30.1 – Variazioni percentuali dei costi annui unitari dovuti all'ammortamento, riscaldamento, illuminazione e manutenzione di magazzini in funzione dell'altezza.

Nelle pagine seguenti distingueremo anzitutto i magazzini a seconda dei materiali immagazzinati. Da questo punto di vista, le modalità di immagazzinamento sono diverse a seconda che si tratti di:
a) unità di carico (palette o contenitori);
b) colli e materiali vari (scatole, pezzi e particolari diversi, minuteria);
c) prodotti speciali (corpi lunghi, lamiere, bobine, rotoli);
d) materiali sciolti o alla rinfusa (polverulenti o granulari);
e) liquidi e gas.

In tutti i casi, si devono precisare eventuali particolari condizioni cui un magazzino deve soddisfare, quali:
- esigenze di rotazione dei materiali;
- difficoltà di conservazione delle merci, pericoli di incendi o di scoppi e così via;
- temperatura, umidità, ventilazione richieste dai materiali immagazzinati.

Infine, si può ancora fare una distinzione fra magazzini
- non meccanizzati;
- meccanizzati;
- automatizzati.

Il secondo tipo di immagazzinamento differisce dal primo per il fatto che appositi macchinari – guidati dall'uomo – eseguono le movimentazioni dei materiali.

In un magazzino automatizzato, invece, i materiali in arrivo sono avviati automaticamente al luogo di deposito, mentre la centrale di controllo e di comando (elaboratore elettronico) li prende in consegna e ne fa continuamente l'inventario; inoltre, l'elaboratore comanda i prelievi, in qualità e quantità, relativi ad ogni spedizione.

Sono ovviamente possibili, in ciascun magazzino, gradi diversi di meccanizzazione e automazione.

30.2. INDICI CARATTERISTICI DEI MAGAZZINI

La sistemazione dei materiali nei magazzini deve essere studiata tenendo presente i seguenti indici caratteristici.

a) L'*indice di utilizzazione superficiale* $l_s = A_u/A_t$, definito dal rapporto fra la superficie effettivamente utilizzata e la superficie totale del magazzino: questo indice fornisce una indicazione del grado di sfruttamento del piano pavimento; in pratica, com'è ovvio, è sempre minore di uno.

b) L'*indice di utilizzazione volumetrica* $I_v = V_u/V_t$, definito come il rapporto fra il volume occupato dai materiali immagazzinati ed il volume totale del locale magazzino considerato fino sotto il filo catena del fabbricato.
I due indici l_s e l_v consentono di stabilire utili confronti fra diverse soluzioni di uno stesso magazzino in quanto di ogni soluzione forniscono non solo il grado di sfruttamento dell'area e del volume, ma anche l'ampiezza del locale magazzino: e poiché ogni metro quadrato di superficie e ogni metro cubo di spazio di un edificio costano (per ammortamenti, riscaldamento, manutenzione, ecc.), si comprende come sia importante ridurre al minimo la superficie ed il volume dei magazzini. Di qui lo studio e la scelta di mezzi di trasporto e di sistemi di immagazzinamento che consentano o facilitino il massimo sfruttamento superficiale e volumetrico.

c) L'*indice di selettività*, definito dal rapporto fra il numero di voci che si possono prelevare o depositare a magazzino senza spostare altre voci ed il numero totale delle voci immagazzinate. L'indice di selettività è uguale a uno, se tutte le voci a magazzino sono direttamente movimentabili senza dover spostare le altre. È ovvio che quanto più tale indice si avvicina a uno, maggiori sono le difficoltà che si incontrano nello studiare la disposizione dei materiali nel magazzino e risulta quindi più difficile ottenere buoni rendimenti superficiali e volumetrici.

d) L'*indice di manodopera*: indica il rapporto fra le tonnellate arrivate al magazzino o spedite dallo stesso in un certo periodo di tempo (anno, mese, ecc.) ed il numero di ore lavorative degli operatori addetti al magazzino, nello stesso periodo di tempo.

e) L'*indice di potenza*: rapporto fra le tonnellate arrivate al magazzino o spedite dallo stesso in un certo periodo di tempo (anno, mese, ecc.) e la potenza elettrica installata nel magazzino oppure i kWh consumati nello stesso periodo di tempo.
Gli ultimi due indici consentono di valutare il grado di meccanizzazione di un magazzino. Gli stessi indici, anziché le tonnellate di prodotti in entrata e in uscita dal magazzino, possono riguardare palette, contenitori, colli, sacchi, scatole, ecc.

30.3. MEZZI DI TRASPORTO E DI CONTENIMENTO

Da un punto di vista generale, all'atto della progettazione di un magazzino, si precisa anzitutto l'indice di selettività; quindi, si prendono in considerazione le caratteristiche dei materiali da movimentare (peso, forma, ecc.), le quantità da immagazzinare e le frequenze delle operazioni di immagazzinamento e di prelievo; infine, si ricercano le soluzioni di disposizione e di movimentazione dei materiali che realizzano gli indici di utilizzazione superficiale e volumetrica più elevati.

Quest'ultima ricerca presuppone la scelta preventiva:

1) dei *mezzi di contenimento* e dei *sistemi di trasporto* più adatti per il magazzino allo studio;

2) dei più convenienti *sistemi di immagazzinamento* dei materiali.

I *mezzi di contenimento* possono essere scelti fra quelli considerati nel capitolo 15, non senza aver prima esaminata la possibilità di farne a meno: tale evenienza si verifica allorquando i materiali da movimentare costituiscono essi stessi delle unità di carico oppure possono diventare tali con l'adozione di semplici accorgimenti (ad esempio, ricorrendo a reggettatura) o ancora adottando un opportuno sistema di trasporto e di immagazzinamento (convogliatori aerei). In tutti questi casi, i vantaggi che si possono realizzare non sono trascurabili: fra l'altro, viene meno il problema del ritorno dei contenitori vuoti.

Circa i *mezzi di trasporto* nei magazzini, sono da tenere particolarmente presenti i seguenti:

- carrelli elevatori a forche motorizzati, dei vari tipi descritti nei capitoli 20 e IV;
- carriponte di impilaggio;
- carriponte dotati di opportuni implement (benne, piatti magnetici, pinze, forche bilanciate, ecc.);
- trasportatori a rulli e convogliatori aerei: gli uni e gli altri possono essere considerati sistemi di trasporto e di immagazzinamento nello stesso tempo. Infatti, non solo assicurano il movimento dei materiali, ma possono anche costituire magazzini o "polmoni" (3);
- trasloelevatori o, più semplicemente, traslatori (fig. 30.2): trattasi di apparecchiature dotate di un movimento orizzontale (lungo l'asse longitudinale dei corridoi interni agli scaffali) e uno verticale. Talvolta, tali apparecchiature sono sospese a un binario aereo, fissato agli stessi scaffali, e guidate da profilati sistemati in basso; più spesso, scorrono su un binario posto a terra e hanno, in alto, una o due guide laterali. A seconda delle prestazioni richieste, i trasloelevatori hanno il manovratore a bordo oppure il comando automatico. Le prestazioni di tali apparecchiature sono indicate nel capitolo V.

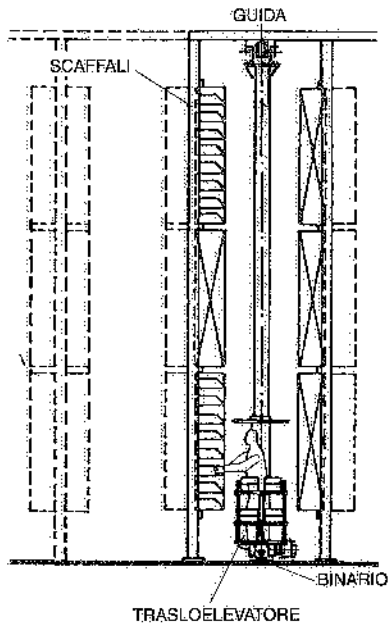


Fig. 30.2 – Trasloelevatore operante in un magazzino.

Quando la movimentazione dei trasloelevatori è affidata a un computer, risulta possibile, fra l'altro:

- memorizzare e conoscere prontamente l'ubicazione dei materiali a magazzino;
- definire il programma ottimale di carico e scarico degli scaffali;
- assicurare la rotazione dei prodotti immagazzinati.

(3) L'immagazzinamento di materiali realizzato mediante convogliatori aerei comporta costi maggiori dei trasportatori a rulli. Pertanto, il convogliatore aereo è più spesso impiegato per realizzare dei "polmoni" di materiale tra posti di lavoro oppure per consentire operazioni produttive (cottura, verniciatura, raffreddamento, ecc.) in concomitanza con il trasporto dei materiali.

Se possibile, la scelta dei mezzi di contenimento e di trasporto dovrebbe essere effettuata contemporaneamente a quella dei sistemi di immagazzinamento (vd. § 30.4).

30.4. MODALITÀ DI IMMAGAZZINAMENTO

Come già si è detto, le modalità di immagazzinamento dipendono anzitutto dalle caratteristiche dei materiali.

Di seguito, illustriamo alcune modalità di immagazzinamento tipiche dei materiali che più frequentemente devono essere sistemati nei magazzini industriali.

In generale, si può dire che la scelta del sistema di immagazzinamento più conveniente deve essere fatta alla luce dei due seguenti fattori: *tecnico* ed *economico*.

Il fattore tecnico tiene conto delle caratteristiche del materiale da immagazzinare (granulometria, peso specifico, igroscopicità, ecc.); del peso e del volume del materiale stesso o delle relative unità di carico; della frequenza e dell'entità dei prelievi e dei depositi; delle esigenze di sicurezza e di igiene.

Il fattore economico esige il minimo costo di: ammortamento del capitale da investire; manodopera; esercizio e manutenzione.

Inoltre, il fattore economico tiene conto dell'immobilizzo di capitale (sotto forma di materiale giacente a magazzino) e dell'eventuale perdita di valore della merce immagazzinata; donde l'opportunità di ricercare la quantità ottimale da immagazzinare per ogni voce.

A) Unità di carico

L'immagazzinamento delle unità di carico può avvenire:
- mediante sovrapposizione diretta delle unità stesse;
- mediante scaffali, di vari tipi e caratteristiche.

Il primo caso (fig. 30.3) è tipico di materiali raccolti in contenitori sovrapponibili gli uni sugli altri e movimentabili con le forche. Se il contenitore è già impiegato per le operazioni a monte o a valle del magazzino (e quindi non viene utilizzato solo per l'immagazzinamento dei materiali), tale sistema è certamente il più conveniente, a parità di frequenza delle movimentazioni, di indici di selettività e di indici di utilizzazione. Sovente, però, non è possibile adottare tale soluzione per uno dei seguenti motivi:

1. il numero di unità di carico (ovviamente sovrapponibili) per ogni voce è molto piccolo, per cui le pile risultano basse e quindi l'indice di utilizzazione volumetrico insoddisfacente (a meno di sovrapporre unità di carico contenenti voci diverse, il che comporta, però, un maggior numero di movimentazioni);
2. le dimensioni o la forma delle unità di carico (sempre supposte sovrapponibili) sono tali da non consentire la formazione di pile aventi una sufficiente stabilità ed altezza;
3. la capacità portante del pavimento consente di sovrapporre un numero limitato di unità di carico (dato l'elevato peso unitario di queste ultime).

Il secondo caso prevede l'impiego di scaffalature di vari tipi; di seguito, si citano quelli più adottati in pratica.

In linea generale, si hanno: scaffali fissi o smontabili; a struttura tubolare, in profilati di acciaio, in angolari forati o, più raramente, in cemento armato. In ogni caso, gli scaffali devono: essere incombustibili, sopportare i carichi senza deformarsi, resistere ad eventuali urti da parte dei mezzi di trasporto (vd. § 30.9).

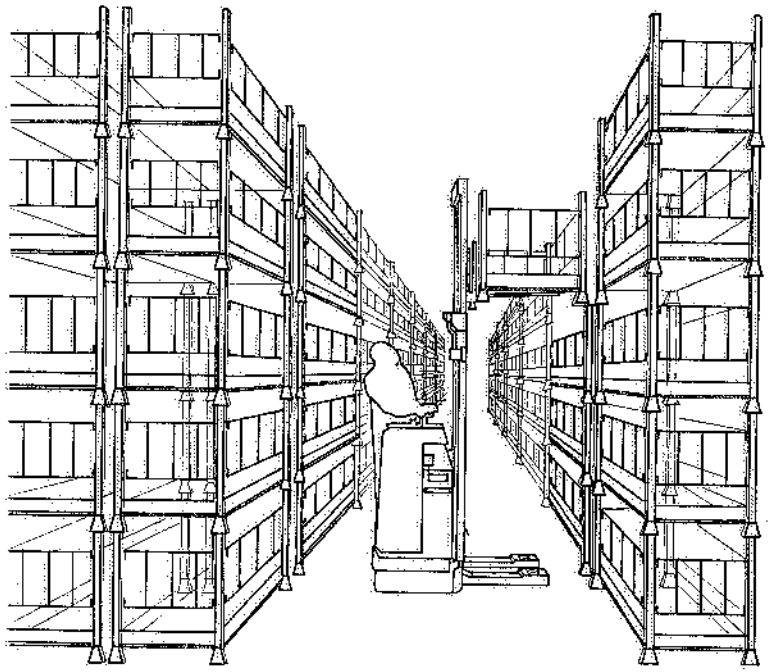


Fig. 30.3 – Immagazzinamento di unità di carico in pile, accostate fra di loro.

L'altezza di uno scaffale dipende dal sistema di movimentazione dei materiali. Così, se l'immagazzinamento ed il prelievo dei materiali vengono effettuati da operatori che si muovono a piano pavimento (caso peraltro molto raro nei magazzini per unità di carico), l'altezza da terra degli scaffali non dovrebbe superare 2÷2,25 m (fig. 30.4). Impiegando mezzi di trasporto meccanizzati, l'altezza utile degli scaffali aumenta sensibilmente: la già citata fig. 30.4 fornisce alcune indicazioni di massima in proposito. Al servizio di scaffali aventi altezze di 12-13 m, si possono utilizzare carriponte di impilaggio o, meglio, carrelli a forche a prese-

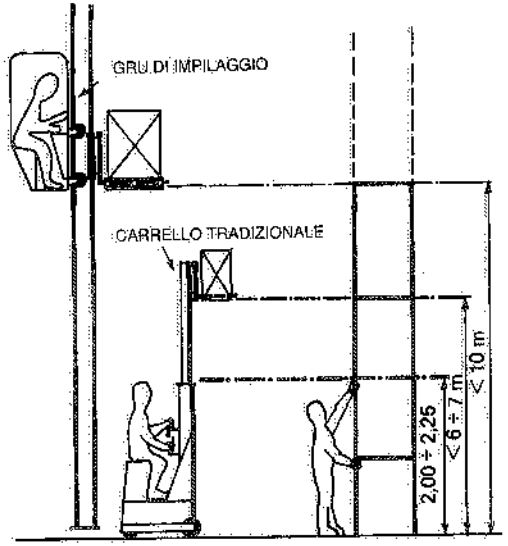


Fig. 30.4 – L'altezza degli scaffali dipende dal sistema di carico e scarico dei materiali.

lezione automatica dell'altezza a cui si deve effettuare la movimentazione delle unità di carico (fig. 20.29). Per altezze maggiori si ricorre ai traslatori.

La fig. 30.5 illustra uno scaffale di tipo tradizionale, caratterizzato da più ripiani (accessibili da parte dell'uomo e/o di un adatto mezzo di trasporto) e soprattutto dal fatto che ogni fronte si affaccia su un corridoio di servizio, la cui larghezza dipende – com'è ovvio – dal mezzo di trasporto che lo deve percorrere.

Lo scaffale di fig. 30.6 (noto come *scaffale a gravità*) consente il carico dei materiali da immagazzinare da un fronte ed il successivo prelievo dall'altro (4). Via via che si libera un posto, un'altra unità di carico (contenitore, paletta, ecc.) avanza sopra dei rulli disposti in pendenza (sovente frenati) oppure motorizzati, fino a fermarsi contro l'apposito arresto terminale.

In tal modo, la rotazione della merce è assicurata (la prima unità di carico

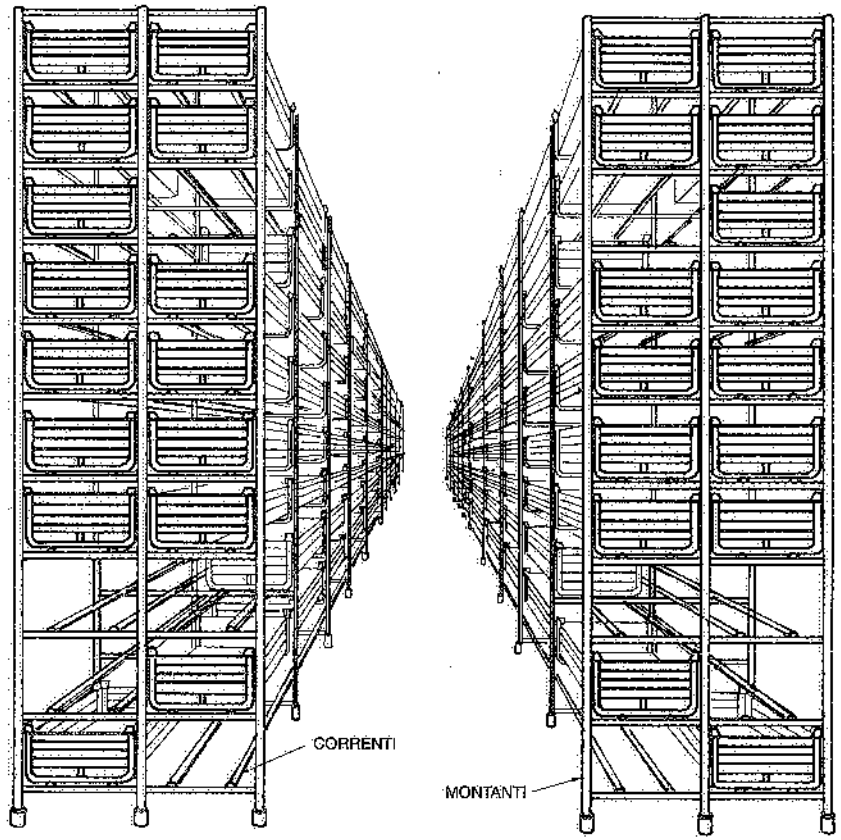


Fig. 30.5 – Scaffali a più ripiani e a due fronti prospicienti i corridoi di servizio.

(4) Le operazioni di carico e di prelievo delle unità di carico sono effettuate da carrelli a forche, trasloelevatori, carriponte di impilaggio, ecc.

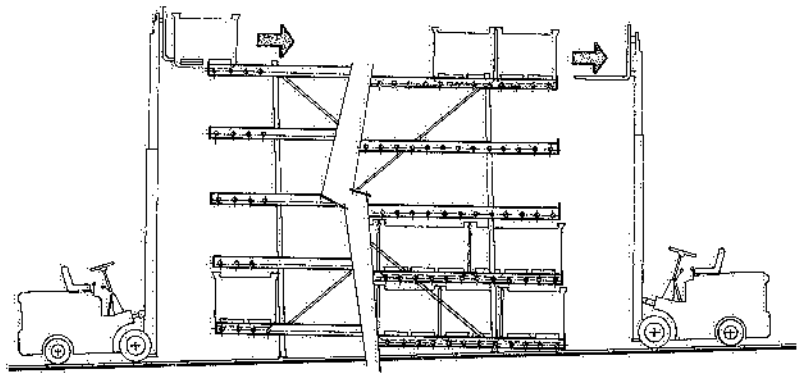


Fig. 30.6 – Scaffale a gravità.

immessa nello scaffale è anche la prima ad essere prelevata) e le operazioni da effettuare sono solo quelle di carico e scarico dei materiali (5).

È ovvio che ogni corsia di uno scaffale a gravità dovrebbe contenere una sola voce e quindi il numero minimo di unità di carico per ogni voce da immagazzinare in tali scaffali ne determina la profondità. In pratica, è però preferibile avere due corsie per ogni voce.

Una variante dello scaffale a gravità è quella schematizzata in fig. 30.7: anche qui, ogni voce occupa almeno una corsia e il prelievo avviene secondo la stessa successione di arrivo a magazzino. Però, anziché un avanzamento a gravità delle unità di carico (i ripiani delle varie corsie sono orizzontali e non inclinati) vi è un carrello motorizzato che preleva ciascuna unità caricata ad una estremità dello scaffale e la porta – con avanzamenti successivi – fino all'estremità opposta della stessa corsia, dove la depone nello spazio libero più vicino al fronte di prelievo. Ovviamente, appena il vano di estremità si rende libero, il carrello interno alla corsia provvede a far avanzare di un passo tutte le unità di carico seguenti.

L'avanzamento del carico avviene grazie al sollevamento di una piattaforma mobile di cui è dotato il carrello; quando la piattaforma è abbassata, il carrello – che si appoggia sulle ali inferiori di due profilati a U costituenti i correnti di sostegno delle unità di carico – può spostarsi passando sotto le unità di carico stesse.

A seconda dell'intensità della movimentazione, si prevede un carrello per ogni corsia oppure un solo carrello per più corsie: in quest'ultimo caso, il trasferimento del carrello da una corsia all'altra avviene in corrispondenza delle testate di carico e scarico mediante le stesse macchine usate per le operazioni di immissione e di prelievo delle unità di carico.

Anziché utilizzare carrelli motorizzati, si possono installare – nelle varie corsie orizzontali dello scaffale – trasportatori a catene (vd. cap. 21 §9 fig. 21.32) dotati di guide laterali: tali trasportatori provvedono a far avanzare le unità di carico dalla testata di immissione a quella di prelievo.

Lo scaffale di fig. 30.8 è noto come *scaffale passante* (*drive in*) ed è particolarmente adatto per unità di carico molto numerose (per ogni voce) e non sovrapponibili

(5) Nella terminologia anglosassone tale rotazione sequenziale dei materiali immagazzinati si definisce sinteticamente con l'espressione F.I.F.O. (*first in-first out*).

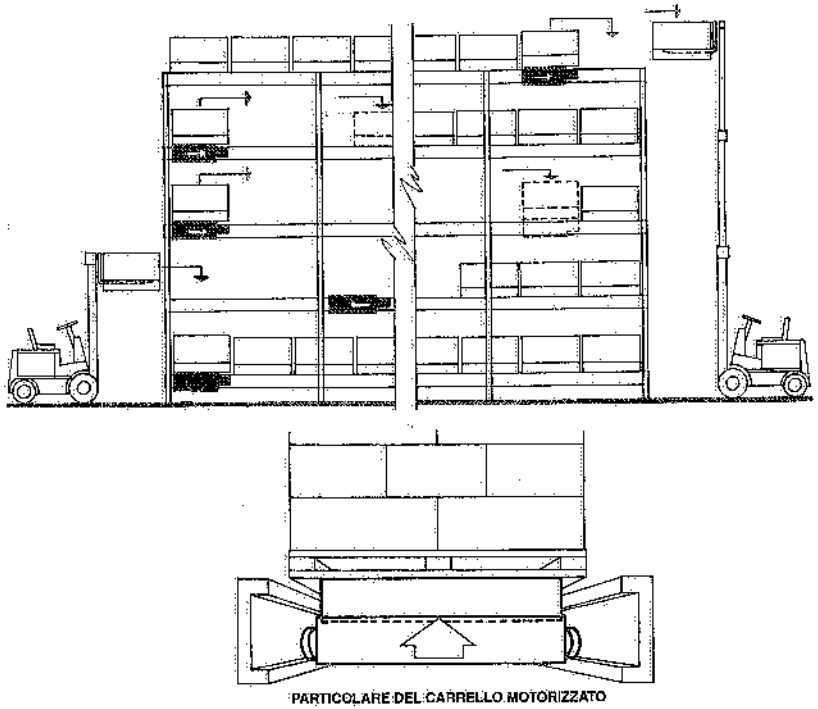


Fig. 30.7 – Scaffale con avanzamento motorizzato e per corsie delle unità di carico.

o limitatamente sovrapponibili: in tal caso, infatti, esso consente di realizzare elevati indici di utilizzazione del magazzino. Ovviamente, una stessa voce dovrebbe riempire un numero di unità di carico tale da occupare almeno un intero corridoio dello scaffale, in modo che le unità di carico in esso immagazzinate risultino accessibili da due fronti e si possa quindi attuare una rotazione del materiale.

Il limite alla profondità degli scaffali passanti è determinato o dal numero di unità di carico contenenti la stessa voce o dai vincoli che derivano alla movimentazione dei carrelli dentro i corridoi degli scaffali (corridoi molto lunghi provocano un allungamento eccessivo dei tempi di manovra, dal momento che nei corridoi la velocità del carrello è più lenta).

La luce libera di ciascun corridoio interno agli scaffali dipende dalla larghezza delle unità di carico e vincola la scelta del carrello che deve movimentare queste ultime: infatti, l'ingombro in larghezza del mezzo deve essere tale da consentire il transito dello stesso nei corridoi. Sovente, al fine di evitare urti contro i correnti laterali dello scaffale, si installano guide a pavimento per le ruote del carrello.

Lo scaffale di fig. 30.9, noto anche come scaffale *compactus*, è costituito da elementi mobili trasversalmente e consente di realizzare indici di utilizzazione assai elevati. Tali elementi sono dotati di ruote scorrevoli su apposite rotaie, e possono essere trainati singolarmente da un gruppo motore oppure da una o più catene inserite nel pavimento. Agendo su un comando posto in corrispondenza della testata di ciascun

elemento di scaffale, si possono spostare gli elementi necessari per ricavare un corridoio di accesso nella posizione voluta: l'operatore o, più spesso, il mezzo di trasporto penetra in tale corridoio per effettuare i depositi od i prelievi dei materiali che interessano.

Questo sistema di immagazzinamento richiede tempi di accostamento ai vani della scaffalatura più lunghi di altri sistemi ed il suo impiego è quindi vincolato dalla frequenza di movimentazione delle varie voci.

Ricordiamo ancora quelli che nella terminologia corrente sono denominati *alti scaffali* (fig. 30.10): si tratta di scaffalature che superano le altezze raggiungibili con gli altri tipi di scaffali: esse, infatti, possono anche superare i 20÷30 m. Sovente, gli stessi scaffali sopportano le strutture di copertura del fabbricato (fig. 30.11). Ovviamente, i mezzi di trasporto da impiegare per la movimentazione dei materiali negli alti scaffali sono i trasloelevatori (figg. 30.2 e 30.10).

Gli alti scaffali hanno sovente ripiani di profondità tale da contenere due unità di carico (prospicienti corsie vicine); ma si realizzano anche alti scaffali con ripiani a gravità (il caricamento delle unità di carico avviene da una corsia ed il prelievo dalla corsia vicina) oppure si attrezzano i trasloelevatori con implement atti a movimentare due o più unità di carico alla volta (nel senso della profondità).

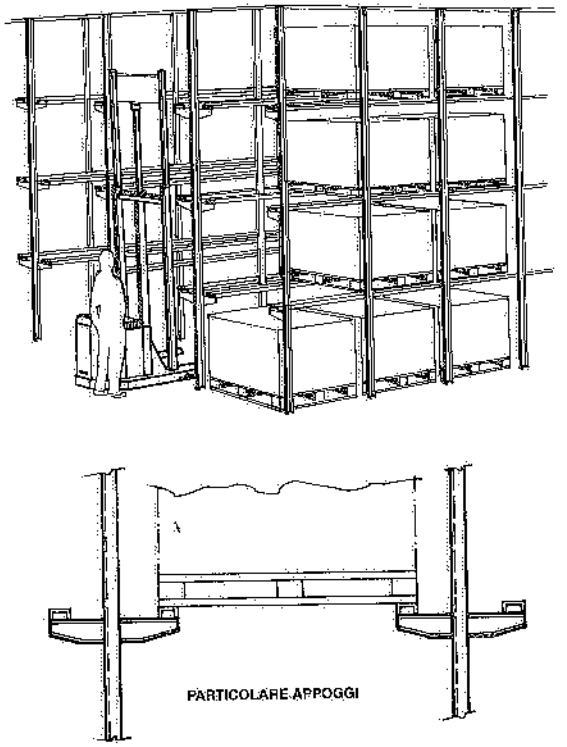


Fig. 30.8 – Scaffale passante.

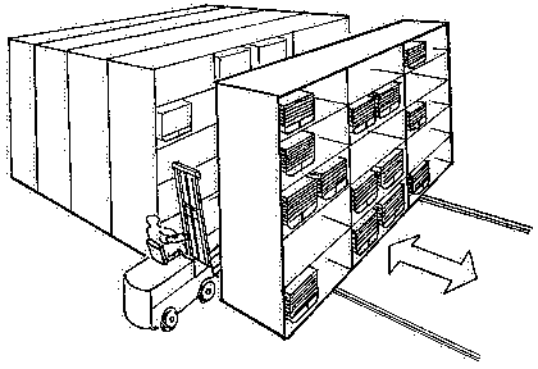


Fig. 30.9 – Scaffale ad elementi mobili trasversalmente.

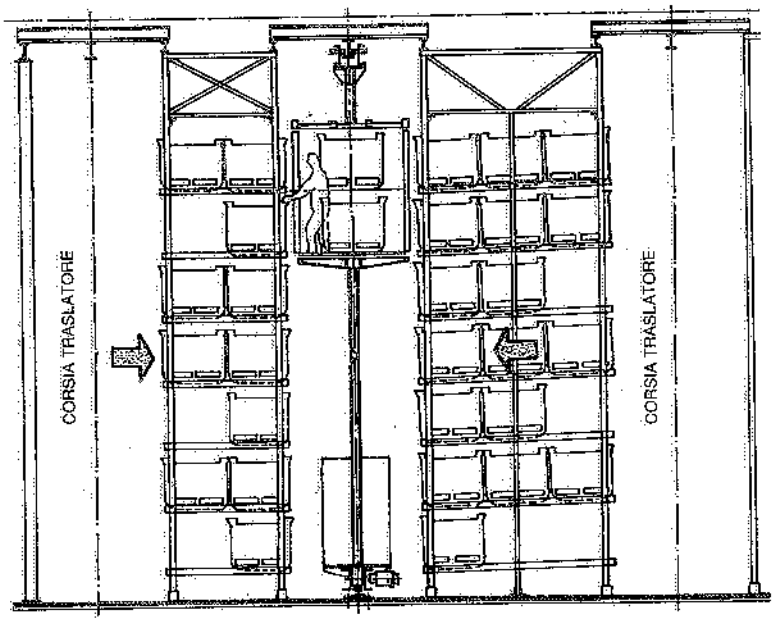


Fig. 30.10 – Alti scaffali serviti da trasloelevatore con manovratore a bordo.

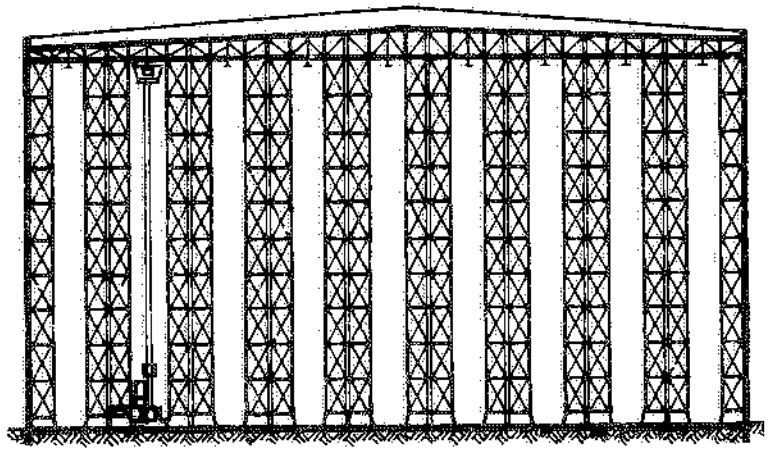


Fig. 30.11 – Magazzino con alti scaffali sopportanti il fabbricato.

B) Colli e materiali vari

Comprendono quei prodotti che non possono essere considerati come materiali alla rinfusa e che, d'altra parte, non consentono di essere raggruppati in unità di carico.

Il problema del loro immagazzinamento razionale è piuttosto complesso, a causa dei vari fattori che, in tutto o in parte, entrano in gioco e cioè:

- varietà e natura dei prodotti;
- forma, dimensione e pesi degli stessi;
- quantità di materiali da immagazzinare (per ogni voce);
- modalità e frequenza delle movimentazioni.

Premesso che anche in questo caso si deve anzitutto ricercare la quantità ottimale da immagazzinare per ogni voce, il problema consiste nel trovare il sistema più conveniente di immagazzinamento delle varie voci. In genere, tale immagazzinamento è realizzato disponendo i colli in scaffali serviti dall'uomo o – appena ciò risulti possibile – da mezzi di trasporto meccanizzati.

Peraltro, in certi casi, si ricorre anche qui alla sovrapposizione diretta di contenitori (metallici o in materiali plastici) aventi caratteristiche tali da poter essere disposti in pile senza necessità di strutture portanti (fig. 30.12): ovviamente, i contenitori restano di norma fermi al loro posto e si effettua il travaso dei soli materiali.

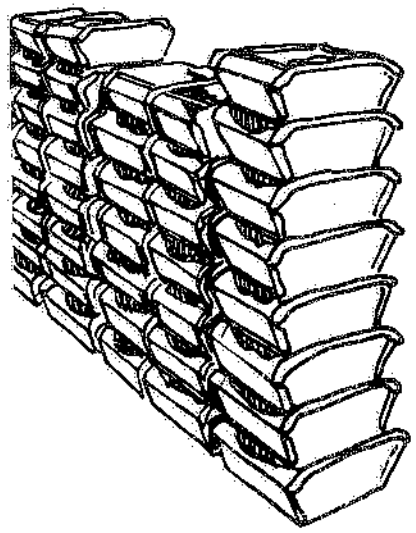


Fig. 30.12 – Immagazzinamento di materiale vario dentro contenitori in materiali termoplastici sovrapposti in pile.

Per quanto riguarda gli scaffali, i tipi più noti sono i seguenti:

- scaffali di tipo tradizionale (fig. 30.13): come già sappiamo, essi vengono sistemati in modo che un corridoio serva il fronte di due scaffali (fig. 30.14); anche qui, la larghezza dei corridoi dipende dal mezzo di trasporto che li deve percorrere oppure dall'operatore che esegue i prelievi e i depositi dei materiali a magazzino senza l'impiego di mezzi di trasporto; in quest'ultimo caso, l'altezza massima degli scaffali non dovrebbe superare i 2÷2,25 m e la profondità dei ripiani i 50 cm;
- scaffali sovrapposti (fig. 30.15), sono in genere a doppia facciata, come i precedenti; la sovrapposizione ha lo scopo di aumentare la quantità di materiali immagazzinati per metro quadrato di magazzino; la sistemazione di questi scaffali è analoga a quella indicata per gli scaffali di tipo tradizionale;

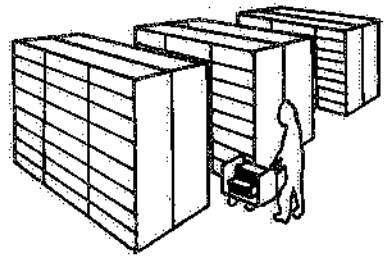


Fig. 30.13 – Scaffali di tipo tradizionale.

- scaffali ad elementi mobili longitudinalmente (fig. 30.16): grazie ad appositi comandi, gli scaffali possono scorrere singolarmente – in direzione longitudinale – su rotaie installate a pavimento e presentarsi di volta in volta di fronte all'operatore; in tal modo, un solo corridoio serve più scaffali (accostati fra di loro); per contro, questo sistema richiede maggiori tempi di movimentazione ed è quindi poco adatto per materiali aventi elevate frequenze di prelievo;
- scaffali ad elementi mobili trasversalmente (fig. 30.17): come già detto, in questo caso gli scaffali scorrono – in direzione trasversale – su rotaie a pavimento; per questo sistema di immagazzinamento valgono considerazioni analoghe al sistema precedente;
- scaffali rotanti (fig. 30.18): sono costituiti da più ripiani girevoli attorno ad un asse verticale; ogni ripiano è suddiviso in una serie di caselle disposte a cerchio attorno all'asse; si tratta di scaffali utilizzabili per materiali poco ingombranti (ad esempio, minuteria) e suddivisi in molte voci.

Infine, anche per l'immagazzinamento di colli e materiali vari, si possono impiegare alti scaffali (fig. 30.2), allo scopo precipuo di aumentare gli indici di utilizzazione del magazzino.

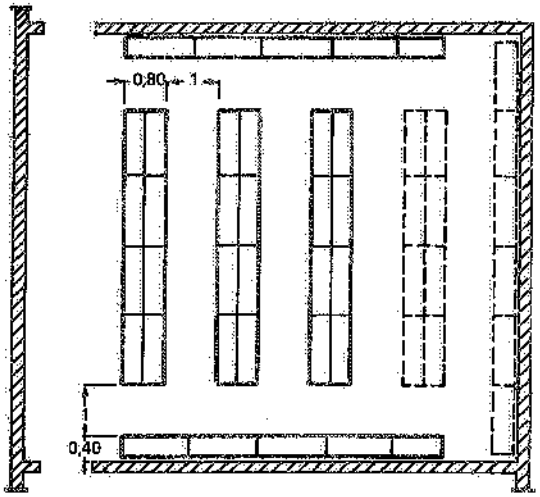


Fig. 30.14 – Esempio di sistemazione di scaffali di tipo tradizionale in un magazzino.

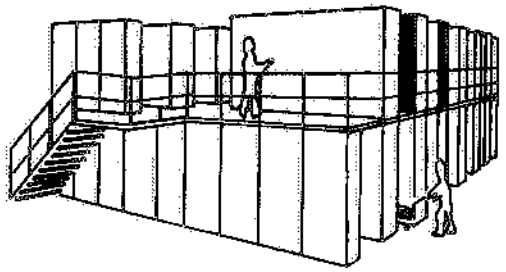


Fig. 30.15 – Scaffali di tipo tradizionale disposti su due piani.

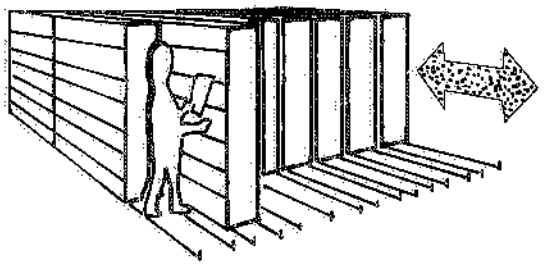


Fig. 30.16 – Scaffali ad elementi mobili longitudinalmente.

La profondità, le altezze utili e le suddivisioni verticali dei vari ripiani degli scaffali si determinano considerando l'ingombro dei singoli colli (fig. 30.19).

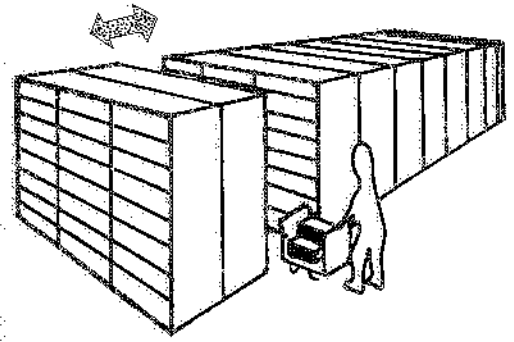


Fig. 30.17 – Scaffali ad elementi mobili trasversalmente.

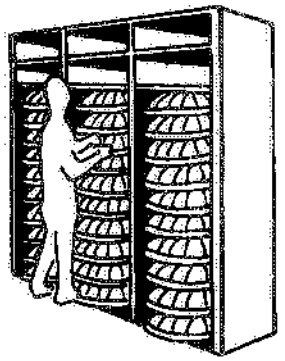


Fig. 30.18 – Scaffali rotanti.

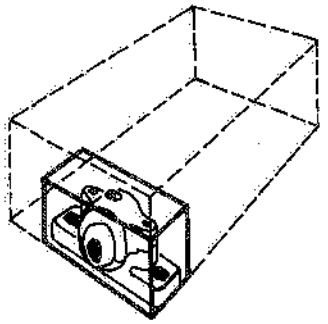


Fig. 30.19 – Ingombro di un pezzo, dal quale si risale alle dimensioni (profondità ed altezza) dei ripiani degli scaffali.

In certi casi, gli scaffali destinati ai materiali di cui ci stiamo occupando devono consentire modifiche nelle ripartizioni interne, in relazione a variazioni delle caratteristiche o delle quantità dei prodotti immagazzinati: a tale fine, si ricorre a scaffali scomponibili, del tipo raffigurato in fig. 30.20.

Per certi prodotti di ingombro medio (caso tipico le scatole di cartone o simili), caratterizzati da un numero di voci limitato, ma di intensa movimentazione, può risultare conveniente ricorrere a sistemi di immagazzinamento automatizzati. In genere, si utilizzano trasportatori a rulli e convogliatori del tipo a nastro o a tapparelle, i quali presentano la caratteristica di assicurare l'avanzamento automatico dei materiali e la rotazione degli stessi (fig. 30.21).

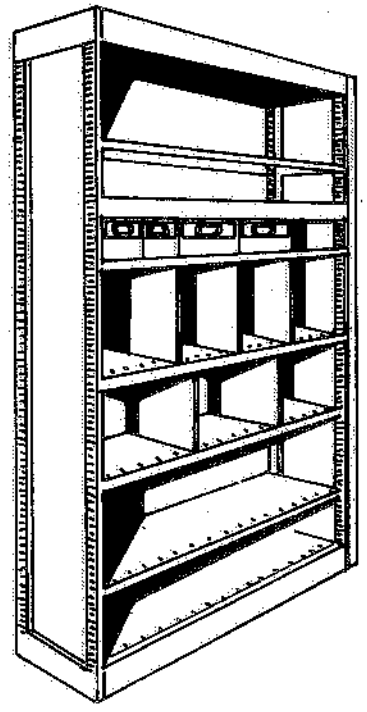


Fig. 30.20 – Scaffale scomponibile.

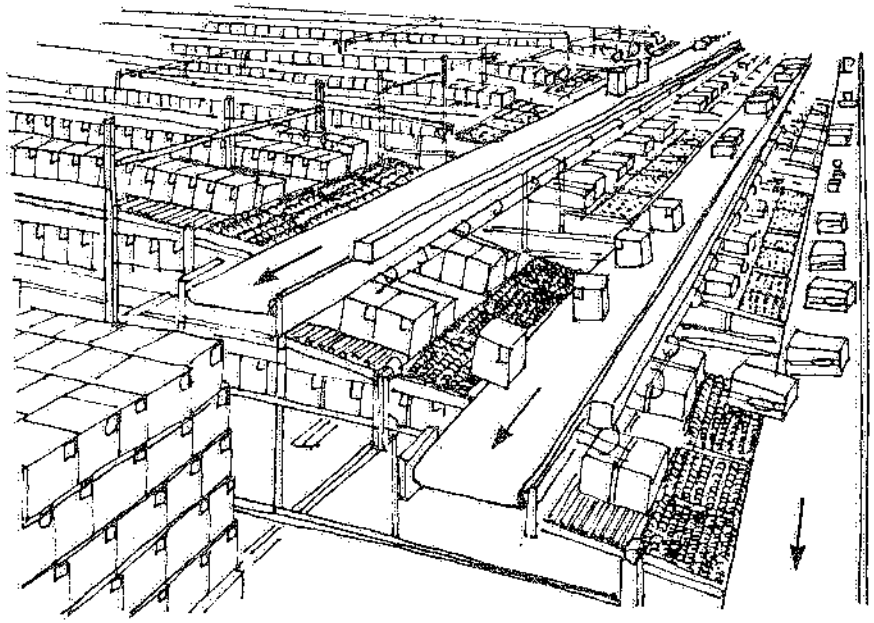


Fig. 30.21 – Magazzino automatizzato per prodotti finiti confezionati in scatole di cartone.

L'impiego di trasportatori a rulli esige che i materiali abbiano una superficie di appoggio piana: in tal caso, la pendenza dei piani a rulli assicura il movimento dei prodotti per gravità: alimentati da una parte, i materiali fluiscono da soli all'estremità opposta. Si realizza così, nello stesso tempo, un deposito ed un trasporto (che non richiede alcuna forza motrice). In altri casi, però, è necessario ricorrere a trasportatori a rulli motorizzati. Se i materiali non presentano una superficie piana, si devono adottare supporti atti a distribuire il carico su più rulli del trasportatore.

I trasportatori a rulli sono disposti su un solo piano o, più spesso, su piani sovrapposti (fig. 30.21): ogni linea a rulli è comunque destinata ad un solo tipo di materiale.

I rulli possono essere sostituiti – anche solo per alcuni tratti – da rotelle, sfere, scivoli, ecc.

La fig. 30.22 fornisce gli schemi funzionali di due magazzini per prodotti finiti confezionati in scatole di cartone: essi sono organizzati con scaffalature dotate di piani a rulli, al termine dei quali le scatole di cartone sono prelevate automaticamente nei quantitativi voluti. Si riducono così le ore-uomo necessarie e si accelerano i tempi di preparazione delle spedizioni.

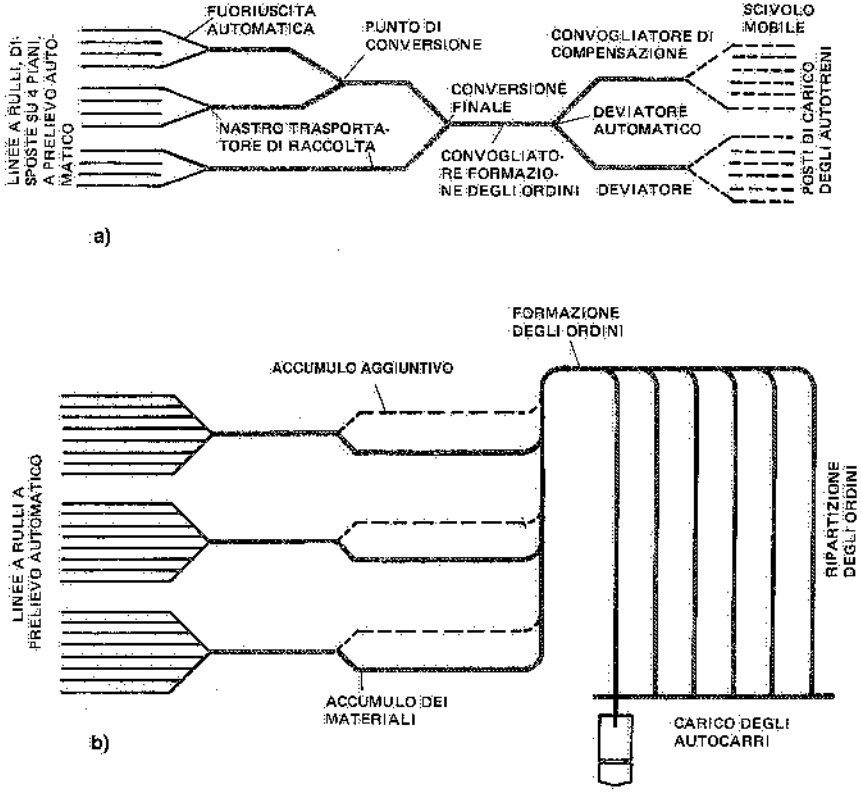
Si tratta però di realizzazioni costose, la cui convenienza deve essere di volta in volta attentamente esaminata.

C) Prodotti speciali

Con tale denominazione indichiamo i materiali che per la loro forma, le loro dimensioni od il loro peso determinano particolari problemi di immagazzinamento.

Ci riferiamo in modo particolare a materiali quali:

- profilati, tubi e barre;



Le linee tratteggiate indicano il percorso che seguirà l'ordine successivo, il quale è preleveto a magazzino mentre l'ordine precedente è in via di formazione e viene inviato alla banchina di carico.

Fig. 30.22 – Schemi di flusso in due magazzini automatizzati: a) per scatole di cartone contenenti cibi congelati; b) per scatole di cartone contenenti articoli da toeletta.

- lamiere;
- rotoli di filo, vergella o lamiera;
- bobine.

Tutte le volte che è possibile, si ricorre – per le ragioni già esposte – a depositi all'aperto o semplicemente protetti contro le intemperie, nei quali si impiegano mezzi di trasporto adatti. Così, nel caso di carichi lunghi ricordiamo i carrelli a portale (fig. 30.23) e quelli a forche laterali (fig. 30.24).

I *profilati*, le *barre* ed i *tubi* (dei vari tipi e dimensioni) vincolano in genere i mezzi di trasporto e l'organizzazione stessa del magazzino: basti pensare alle diverse esigenze che si presentano a seconda che si debba movimentare, ad esempio, un profilato, un tubo od una barra alla volta oppure un intero fascio di tali prodotti (costituente sovente una vera e propria unità di carico, sia pure di tipo particolare).

Quando si prelevano pezzi singoli, se i prodotti sono corti (fino a circa 3 m di lunghezza), conviene l'immagazzinamento verticale; in tal modo, l'uomo può afferrare i tubi, le barre od i profilati all'incirca in mezzeria, così da esercitare il minimo

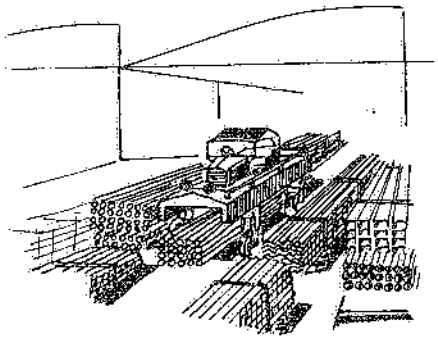


Fig. 30.23 – Deposito di tubi e profilati movimentati da un carrello a portale.

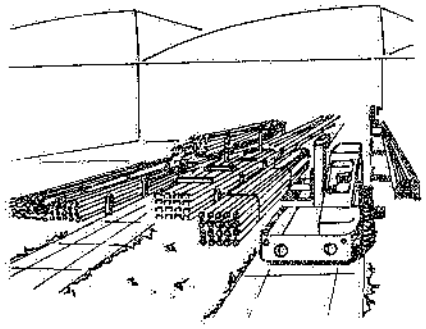


Fig. 30.24 – Deposito di tubi e profilati movimentati da un carrello a forche laterali.

sforzo, eventualmente sospendendoli ad implement adatti (fig. 19.11) installati su gru o paranchi: si realizzano pertanto apposite strutture metalliche destinate a sopportare barre, profilati o tubi, a volte ubicate fra i pilastri del fabbricato, in modo da sfruttare spazi sovente inutilizzati (fig. 30.25). Per profilati, barre e tubi più lunghi di 3 m e poco movimentati, si può ancora adottare tale sistemazione, ricavando una fossa in corrispondenza del punto di appoggio dei profilati (fig. 30.26).

Se però la frequenza delle movimentazioni è media od alta oppure se si devono movimentare carichi notevoli (fasci interi o parte di essi), si ricorre ad altre soluzioni, delle quali citiamo le più interessanti.

Una prima soluzione è quella illustrata dalla fig. 30.27: mediante profilati metallici si costruiscono dei box nei quali i corpi lunghi da immagazzinare vengono disposti orizzontalmente. La movimentazione di questi ultimi è affidata in genere a carriponte od a gru.

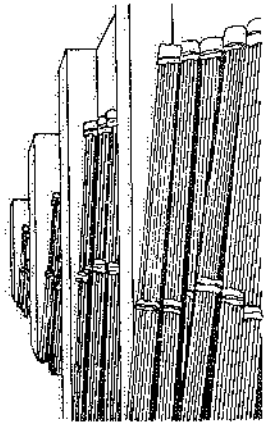


Fig. 30.25 – Immagazzinamento di barre di lunghezza inferiore a 3 m, disposte verticalmente.

Un'altra possibile sistemazione prevede l'impiego di rastrelliere di varie forme e dimensioni. In tali scaffalature, la distanza (verticale) fra i piani di appoggio è determinata in base all'ingombro dei fasci da immagazzinare (6). La movimentazione è di solito affidata a speciali carriponte di impilaggio, che consentono di realizzare soddisfacenti indici di utilizzazione (fig. 30.28).

Anziché scaffali a rastrelliere, si possono utilizzare scaffali a caselle (figg. 30.29, 30.30 e 30.31), nei quali i profilati, le barre od i tubi sono accessibili da una o da entrambe le estremità e sono introdotti od estratti mediante carrelli, gru e carriponte

(6) La soluzione a rastrelliere si può adottare anche per basse movimentazioni dei corpi lunghi e per piccoli pesi da prelevare: in tale caso, la movimentazione è affidata all'uomo e l'altezza delle rastrelliere non supera i 2 m.

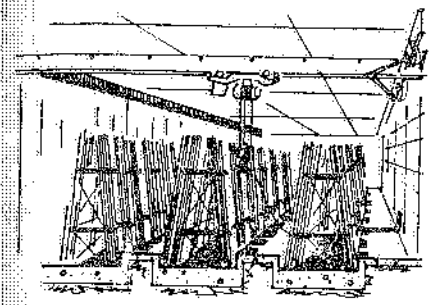


Fig. 30.26 – Immagazzinamento di barre, lunghe più di 3 m, disposte dentro fosse ed appoggiate ad una struttura metallica.

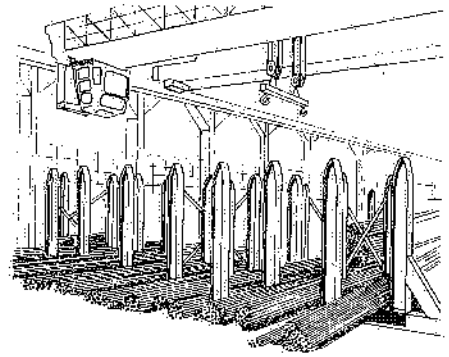


Fig. 30.27 – Immagazzinamento di barre in box serviti da carroponte.

di impilaggio opportunamente attrezzati. In tali scaffali, è quasi sempre indispensabile prevedere il piano di appoggio continuo per i profilati, i tubi o le barre. Inoltre, davanti allo scaffale occorre uno spazio libero alquanto superiore alla lunghezza dei materiali immagazzinati.

Quando i profilati, le barre od i tubi sono movimentati in quantitativi rilevanti per ogni voce, c'è convenienza a costituire unità di carico, generalmente mediante culle o raccoglitori di forme opportune (fig. 30.32). La movimentazione è in genere affidata a carriponte o gru.

Le *lamiere* (solitamente di acciaio) sono sovente immagazzinate in pacchi reggettati, i quali vengono sovrapposti intercalando fra pacco e pacco opportuni distanziali (fig. 30.33). L'altezza delle pile dipende dal carico che viene a gravare

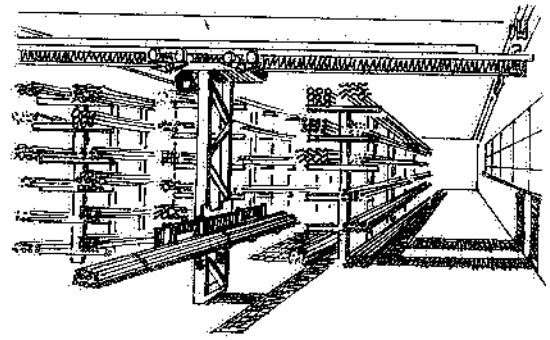


Fig. 30.28 – Immagazzinamento di barre su rastrelliere servite da gru di impilaggio.

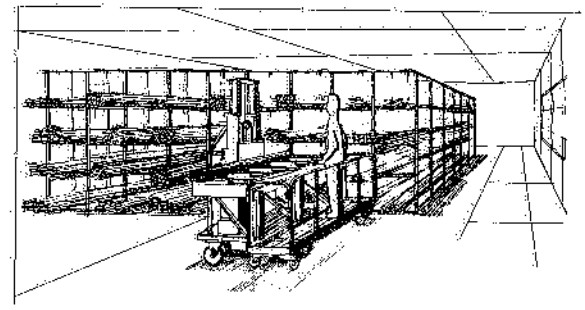


Fig. 30.29 – Immagazzinamento di barre in scaffali a caselle serviti da un particolare carrello.

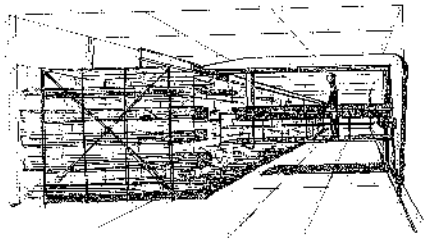


Fig. 30.30 – Immagazzinamento di barre in scaffali a caselle serviti da gru a cavalletto zoppo.

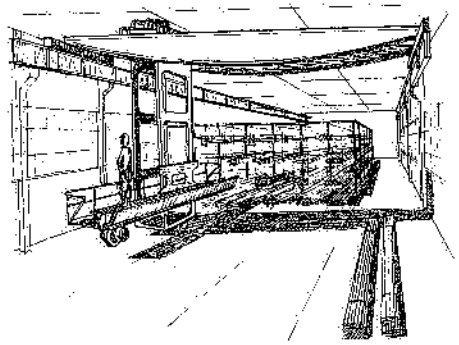


Fig. 30.31 – Immagazzinamento di barre in scaffali a caselle serviti da gru di impilaggio adeguatamente attrezzata.

sul piano di posa; carico che a volte i pavimenti industriali non sopportano. La movimentazione dei pacchi è affidata a carrelli o meglio a carriponte dotati di appositi implement (fig. 19.10).

Per certe lavorazioni, però, si rende necessario movimentare fogli di lamiera singoli: si ricorre allora ad attrezzi speciali come quelli riportati nelle figg. 19.9, 19.18 e 19.19. Sempre nel caso che la movimentazione interessi singole lamiere, conviene adottare un immagazzinamento che ne faciliti il prelievo: rispondono a tale esigenza le rastrelliere, di cui la fig. 30.34 fornisce un esempio.

Le *bobine* (in genere di carta) possono essere immagazzinate con l'asse disposto orizzontalmente (fig. 30.35) oppure verticalmente (fig. 30.36). Nel primo caso, la movimentazione viene affidata a carriponte attrezzati con implement adatti, nel secondo, a carrelli elevatori dotati di ganasce girevoli. Per la movimentazione delle bobine, si utilizzano anche

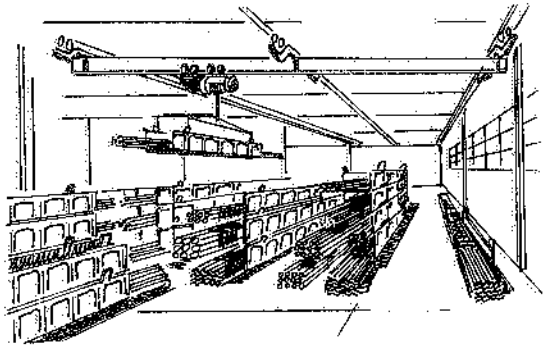


Fig. 30.32 – Immagazzinamento di barre raccolte in speciali culle sovrapponibili.

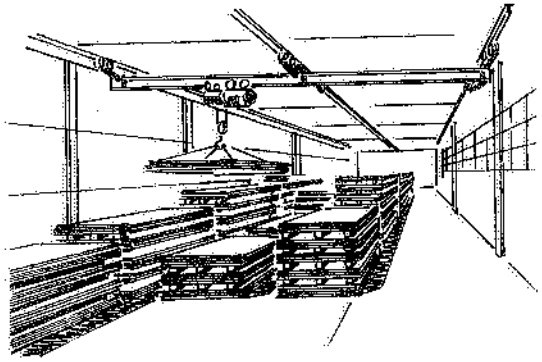


Fig. 30.33 – Pacchi di lamiere sovrapposti, con interposizione di distanziali.

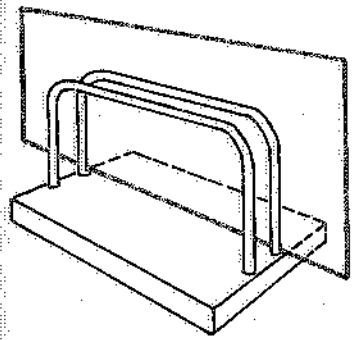


Fig. 30.34 – Rastrelliera per l'immagazzinamento di lamiere singole.

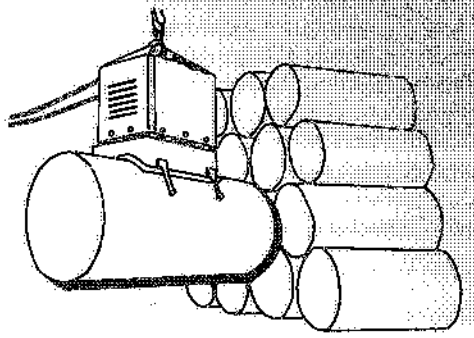


Fig. 30.35 – Bobine di carta disposte orizzontalmente e movimentate con apposito dispositivo installato su un carroponte.

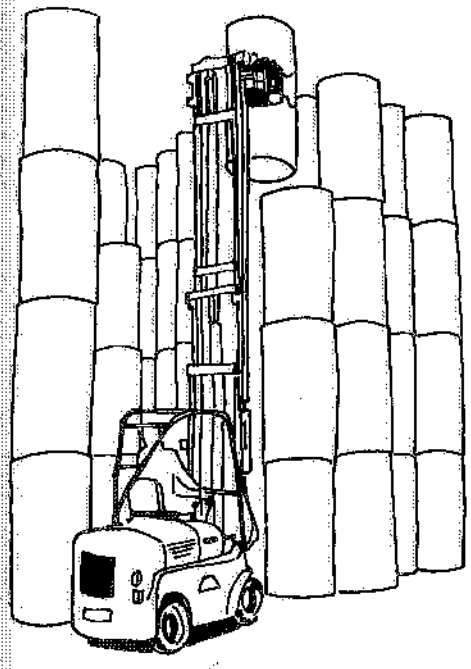


Fig. 30.36 – Bobine di carta disposte verticalmente e movimentate da un carrello elevatore dotato di ganasce girevoli.

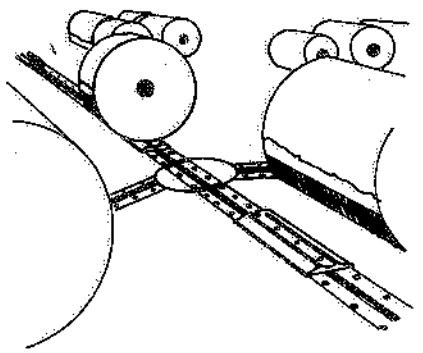


Fig. 30.37 – Trasportatore a catena scorrevole sotto il piano pavimento con selle di appoggio per la movimentazione di bobine.

trasportatori a catena sotto il piano pavimento (del tipo *trukveyor*), dotati di selle di appoggio opportunamente distanziate e sagomate in modo da assicurare la stabilità delle bobine (fig. 30.37). Se le bobine sono disposte su palette, si possono impiegare i normali carrelli elevatori a forche. È anche adottato il sistema di immagazzinamento mediante rastrelliere: in tale caso, la movimentazione delle bobine si effettua con carrelli elevatori o carriponte di impilaggio dotati di apposito implement (figg. 30.38, 30.39 e 30.40).

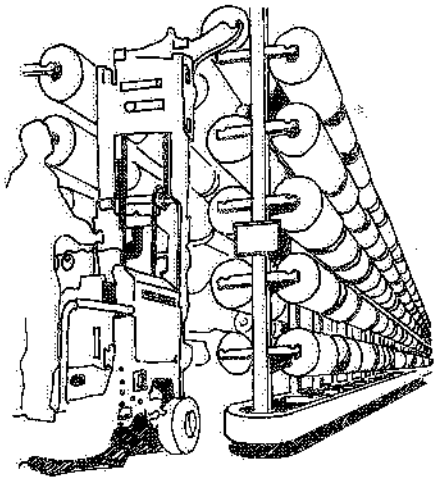


Fig. 30.38 – Immagazzinamento di bobine di carta su rastrelliere servite da carrello elevatore con implement adatto.

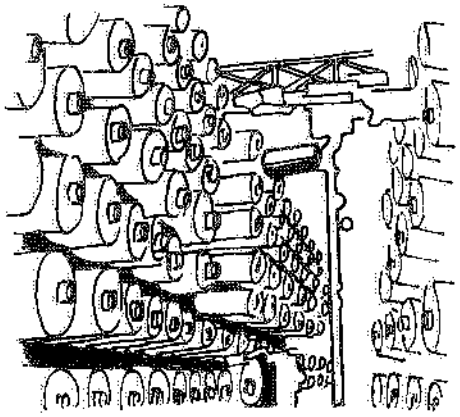


Fig. 30.39 – Bobine di carta infilate su perni, disposte perpendicolarmente all'asse del corridoio e movimentate mediante gru di impilaggio dotata di implement.

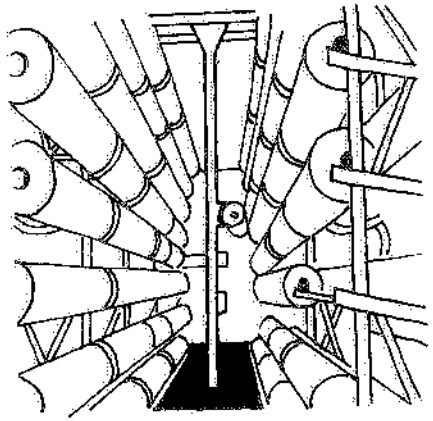


Fig. 30.40 – Bobine di carta disposte parallelamente all'asse del corridoio e movimentate con gru di impilaggio dotata di apposito implement.

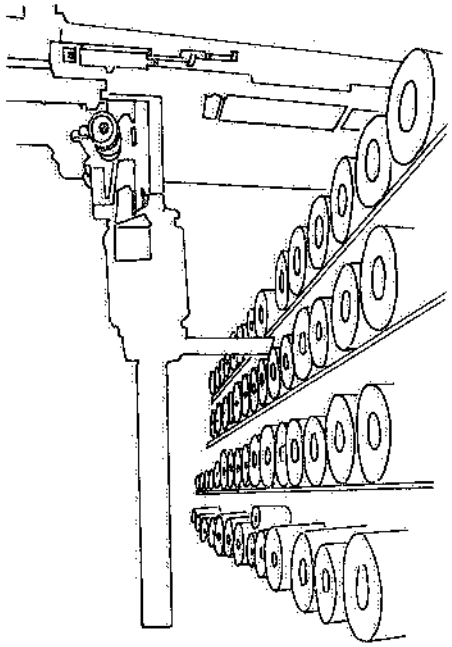


Fig. 30.41 – Immagazzinamento di rotoli in scaffali.

I *rotoli* (di filo, vergella o lamiera) sono spesso immagazzinati in scaffali (fig. 30.41), su rastrelliere (fig. 30.42), su palette (fig. 30.43) o ancora dentro apposite culle (fig. 30.44). La movimentazione è in genere affidata a carrelli elevatori o, più raramente, a gru di impilaggio.

D) Materiali alla rinfusa

Le più frequenti soluzioni di immagazzinamento dei materiali alla rinfusa sono le seguenti: in mucchi; in tramogge; in sili; in contenitori.

Immagazzinamento in mucchi: il materiale si dispone secondo un cono le cui generatrici formano un angolo con l'orizzontale detto *angolo di natural declivio*, caratteristico di ciascun materiale e identificabile con il suo angolo di attrito interno.

L'immagazzinamento in mucchi dei materiali alla rinfusa (ed il loro successivo prelievo) può essere realizzato mediante l'impiego di:

- autocarri, generalmente a cassone ribaltabile (fig. 30.45);
- carri ferroviari, a tramoggia

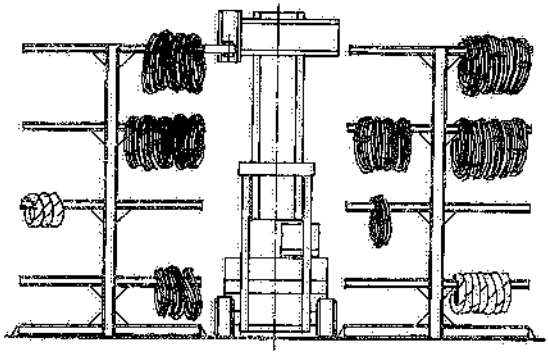


Fig. 30.42 – Rotoli di filo metallico immagazzinati su rastrelliere.

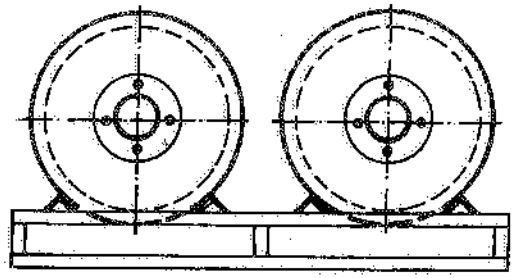


Fig. 30.43 – Rotoli di filo metallico disposti su palette.

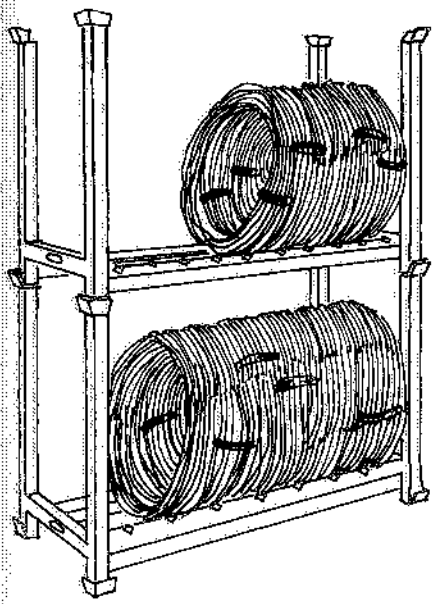


Fig. 30.44 – Rotoli di filo disposti entro culle.

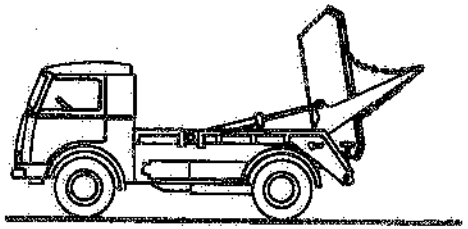


Fig. 30.45 – Autocarro dotato di cassone ribaltabile.

oppure no (in quest'ultimo caso, a volte, si ricorre, per lo scarico, a impianti di trasporto pneumatico);
- automezzi con pala (fig. 30.46) o con benna (fig. 30.47);
- escavatori a cucchiaia (fig. 30.48);
- convogliatori a nastro (fig. 30.49);
- elevatori a tazze;
- pala meccanica (fig. 30.50) (7);
- lanciaterra;
- carriponte con benna.

Immagazzinamento in tramogge: queste possono avere capacità variabili da pochi metri cubi a centinaia di metri cubi. La loro forma è cilindrica o parallelepipeda nella parte superiore, piramidale nella parte inferiore.

L'immagazzinamento in tramogge può dare luogo ad alcuni inconvenienti (8) in fase di prelievo del materiale contenuto, consistenti

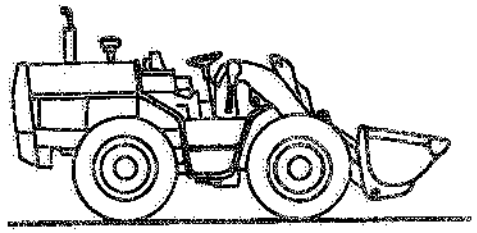


Fig. 30.46 – Automezzo con pala.

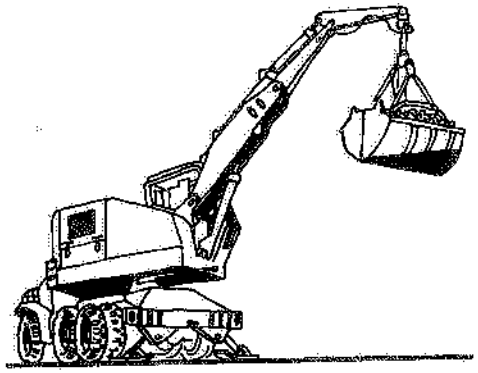


Fig. 30.47 – Autogru a benna.

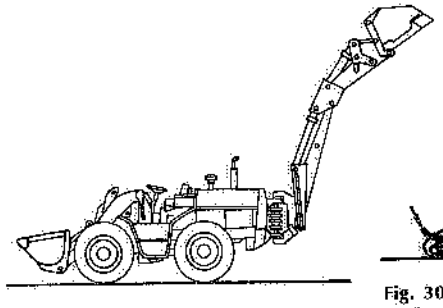


Fig. 30.48 – Escavatore a cucchiaia.

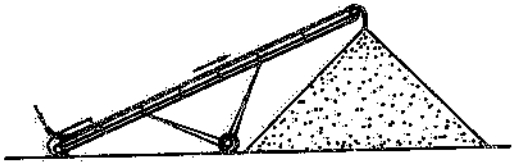


Fig. 30.49 – Immagazzinamento di materiali alla rinfusa mediante convogliatore a nastro.

(7) Nelle sue parti essenziali, una pala comprende: un gruppo motore; un cavo di trazione nel quale è incorporato il conduttore di corrente per il comando della pala; una pala, a forma di grosso badile o simili, munita di due manici per la sua manovra: su uno di tali manici è installato il comando dell'apparecchio. Trovano inoltre impiego alcune attrezzature ausiliarie, tra le quali ricordiamo le carrucole di rinvio, particolarmente utili nel caso di scarico di carri ferroviari chiusi, in quanto consentono, ferma restando la posizione del gruppo motore, di operare anche negli angoli dei carri (fig. 30.51).

(8) Gli inconvenienti ai quali si fa cenno dipendono da: natura dei materiali immagazzinati; tempo di permanenza del materiale nella tramoggia o nel silo; inclinazione delle pareti della tramoggia o del silo; velocità di uscita del materiale; pressione in corrispondenza delle pareti inferiori e della bocca di scarico; forma della tramoggia o del silo (è preferibile quella a sezione circolare con fondo conico).

per lo più nella formazione di intasamenti, di "ponti" o di vuoti.

Si cerca di ovviare a tali inconvenienti:
- realizzando le pareti di fondo molto inclinate o addirittura rovesce (fig. 30.52);
- costruendo o rivestendo le pareti di fondo con materiali adatti (ad esempio, acciaio inossidabile o vernici speciali);
- utilizzando vibratori a scosse di tipo elettromagnetico (fig. 30.53);
- prevedendo chiusure delle tramogge apribili tramite comando manuale (fig. 30.54) o pneumatico (fig. 30.55).

Il caricamento del materiale dentro le tramogge può essere effettuato mediante convogliatori a nastro (eventualmente con elevatore a tazze a monte per il sollevamento del materiale), impianti di trasporto pneumatico, gru, autocarri ribaltabili, ecc.

Il prelievo del materiale immagazzinato nelle tramogge avviene in genere mediante aperture a comando manuale o pneumatico oppure mediante trasportatori a nastro o a coclea.

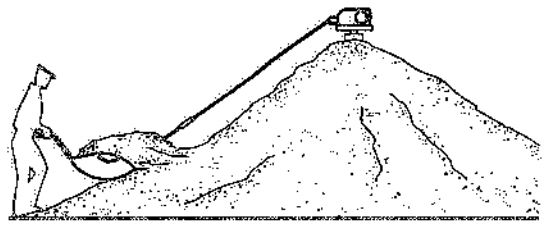


Fig. 30.50 – Accumulo di materiali polverulenti mediante pala meccanica.

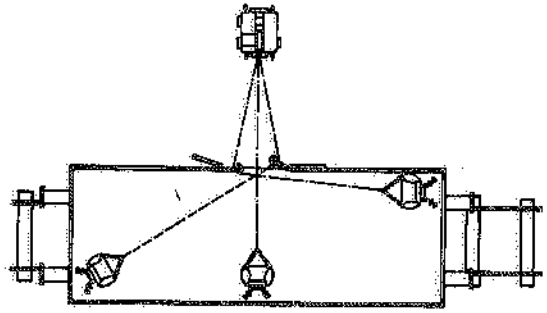


Fig. 30.51 – Fissando una carrucola di rinvio agli angoli superiori della porta di un carro ferroviario, la pala meccanica consente di scaricare anche dagli angoli del carro stesso.

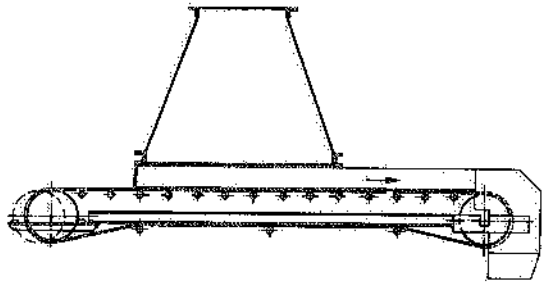


Fig. 30.52 – Tramoggia rovescia per facilitare la fuoriuscita del materiale.

Immagazzinamento in sili: negli stabilimenti industriali, i sili sono soprattutto impiegati per l'immagazzinamento di sabbie, cemento, fosfati ed altri materiali polverulenti. Essi sono costruiti in acciaio od in cemento armato ed hanno forma cilindrica nella parte superiore, conica nella parte inferiore.

Poiché i sili hanno in genere altezze notevoli, il loro caricamento si effettua sovente mediante trasportatori pneumatici oppure impianti di sollevamento costituiti da un elevatore a tazze e da un convogliatore a nastro (fig. 30.56) dotato di deviatori o di carrello scaricatore.

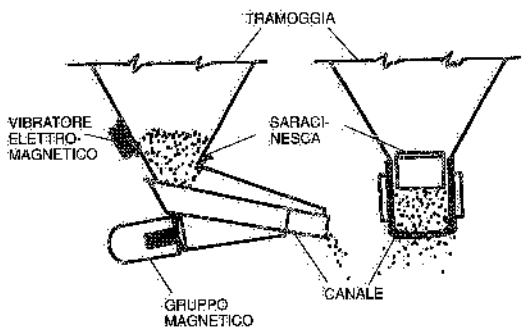


Fig. 30.53 – Vibratore elettromagnetico applicato sulla parete esterna di una tramoggia, la cui bocca di uscita è dotata di un estrattore vibrante.

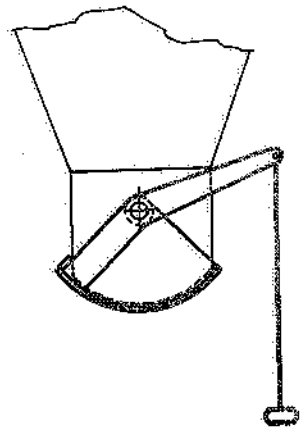


Fig. 30.54 – Dispositivo di chiusura a comando manuale di una tramoggia.

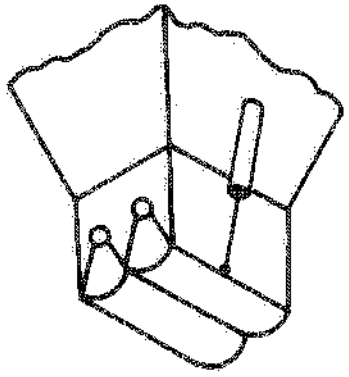


Fig. 30.55 – Dispositivo di chiusura a comando pneumatico di una tramoggia.

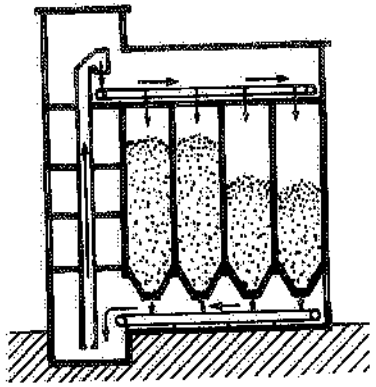


Fig. 30.56 – Impianto per l'immagazzinamento di materiali polverulenti dentro sili.

Il prelievo dei materiali viene effettuato con piatti dosatori, nastri estrattori o coclee (che alimentano un convogliatore a nastro o altri mezzi di trasporto).

Anche per i sili, il problema più importante da risolvere è quello di assicurare la regolarità di prelievo dei materiali immagazzinati. Può infatti accadere che si verifichino degli intasamenti o dei vuoti, per cui la fuoriuscita del materiale viene interrotta oppure diventa irregolare.

Gli accorgimenti adottati per facilitare la fuoriuscita dei materiali dai sili sono gli stessi già citati per le tramogge. Per certi prodotti, come grano o simili, si ricorre talvolta all'installazione di una "colonna di depressione" interna e coassiale con il silo, il cui scopo è quello di regolare la pressione e la fuoriuscita del materiale (fig. 30.57): infatti, in fase di prelievo, il materiale viene alimentato dalla colonna centrale dove – essendo il diametro limitato – la pressione sulla parete è minima; via via

che la colonna centrale si svuota, il materiale circostante la alimenta dall'alto, mentre rimane fermo nella parte inferiore del silo.

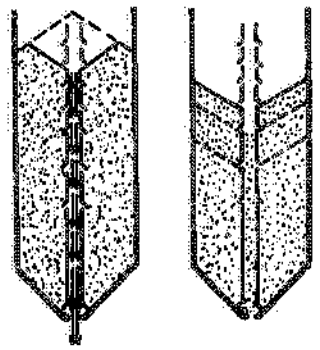


Fig. 30.57 – Colonna di depressione per facilitare la fuoriuscita di materiali polverulenti dai sili.

Immagazzinamento in contenitori: l'utilizzazione di contenitori per l'immagazzinamento di materiali sciolti corrisponde, in sostanza, all'impiego di unità di carico che, come tali, presentano il vantaggio di facilitare le operazioni di trasporto e di immagazzinamento. Tali contenitori possono essere rigidi o ripieghevoli.

Tra i primi, ricordiamo i contenitori tipo "*tote-bin*" (fig. 30.58) per materiali in polvere o granulari, costruiti in lega di alluminio o simili ed aventi capacità fino ad alcuni metri cubi: in tali contenitori vi è in genere una bocca di carico superiore ed un portello di scarico, l'uno e l'altra muniti di guarnizioni che assicurano la tenuta ermetica.

Quando è possibile, si cerca di costituire unità di carico anche con i sacchi (di juta, carta, plastica, ecc.), disponendoli su palette (fig. 30.59) o simili.

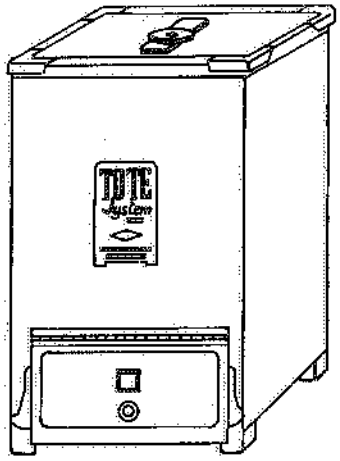


Fig. 30.58 – Contenitore *tote-bin* per il trasporto e l'immagazzinamento di materiali in polvere e granulari.

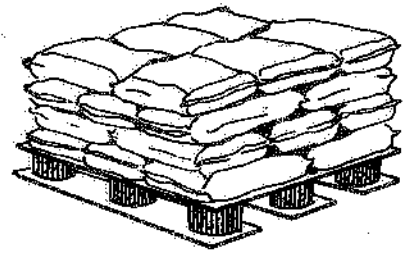


Fig. 30.59 – Sacchi contenenti materiali polverulenti disposti su una paletta.

E) Liquidi e gas

I liquidi ed i gas vengono immagazzinati in appositi serbatoi o ricorrendo ad opportune confezioni. Così, si impiegano serbatoi cilindrici o sferici per accumulare acqua, nafta, gas od altri fluidi; fusti e latte metallici o in materiali plastici per contenere liquidi diversi (vernici, oli, alcoli, collanti, ecc.). Inoltre, anche per i liquidi ed i gas sono impiegati contenitori rigidi e ripieghevoli (fig. 30.60).

Sovente, sia con i contenitori sia con i fusti, si riesce a costituire delle vere e proprie unità di carico, con evidenti vantaggi in fase di trasporto. Ad esempio, si confezionano latte – contenenti liquidi – in scatole di cartone aventi pesi e dimensioni adatte ad essere eventualmente movimentate dagli operatori (fig. 30.61): disponendo

tali scatole su palette od altri implement, si costituiscono unità di carico (fig. 30.62), il cui immagazzinamento può avvenire secondo le modalità illustrate al punto A).

Per quanto riguarda invece i fusti metallici, i quali hanno spesso le dimensioni indicate in fig. 30.63, i sistemi di immagazzinamento più adottati sono i seguenti:

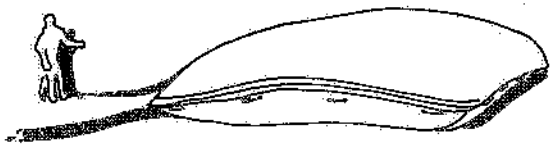


Fig. 30.60 – Contenitore ripieghevole per liquidi.

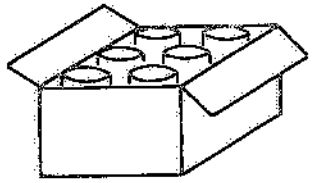


Fig. 30.61 – Latte metalliche raccolte in scatole di cartone.

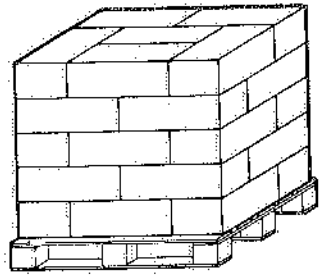


Fig. 30.62 – Unità di carico costituita da scatole di cartone disposte su una paletta.

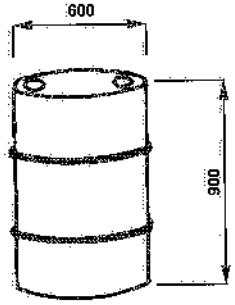


Fig. 30.63 – Fusto cilindrico metallico.

- disposizione su palette di legno impilate (fig. 30.64);
- sistemazione su palette metalliche di forma speciale (fig. 30.65);
- scaffali a piani inclinati ed a più corsie, lungo le quali i fusti rotolano per gravità (fig. 30.66); un apposito arresto impedisce la fuoriuscita dei fusti dalla parte in cui si effettuano i prelievi fino quando l'arresto stesso non viene rimosso dall'operatore o dalle forche di un carrello elevatore o di un altro mezzo di movimentazione. La fig. 30.67 mostra un esempio di tali dispositivi di arresto: all'atto del prelievo di un fusto, le forche del carrello elevatore muovono una leva, la quale aziona l'arresto verticale e lo fa disporre orizzontalmente; il fusto può così rotolare sulle forche; appena queste si allontanano, l'arresto ritorna nella sua posizione normale, trattenendo gli altri fusti.

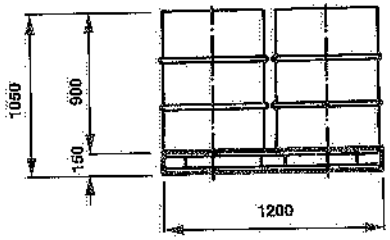


Fig. 30.64 – Fusti disposti verticalmente su una paletta.

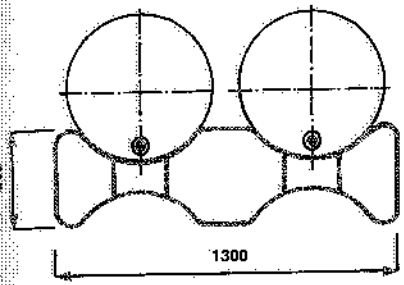


Fig. 30.65 – Fusti disposti orizzontalmente su una paletta.

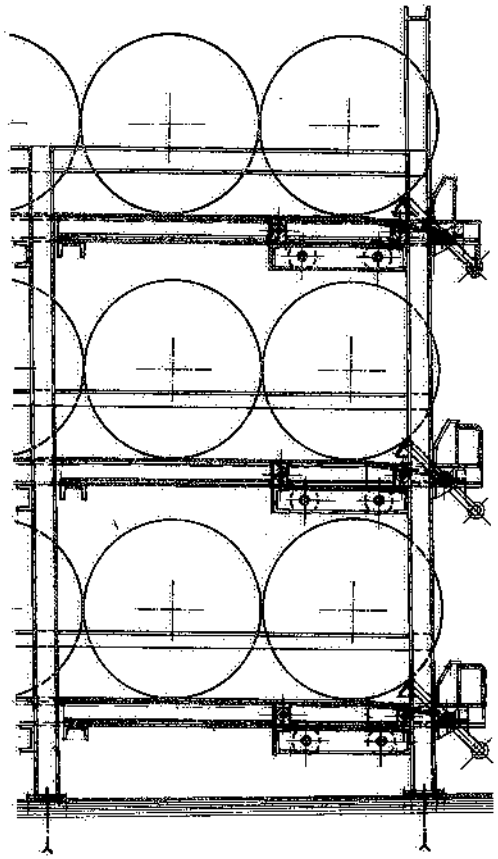


Fig. 30.66 – Fusti immagazzinati in uno scaffale a ripiani inclinati.

La movimentazione dei fusti metallici è sovente affidata a carrelli elevatori a forche oppure – se i fusti non sono disposti su palette – a ganasce girevoli (fig. 20.35).

30.5. DEPOSITI

In vista dello studio di un magazzino, si deve anzitutto controllare se i materiali possono essere depositati all'aperto: infatti, come già si è detto, tale possibilità consente di realizzare le soluzioni di stoccaggio più semplici e più economiche.

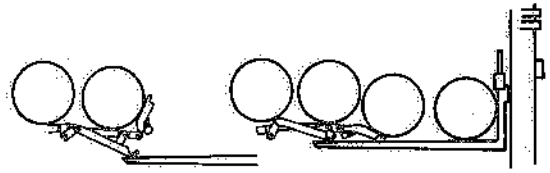


Fig. 30.67 – Dispositivo di arresto dei fusti metallici immagazzinati su scaffali a ripiani inclinati.

Nei depositi, i materiali sono sovente disposti alla rinfusa o in unità di carico; si tratta di adottare i mezzi di movimentazione più convenienti e di prevedere i passaggi per gli stessi. Quando i materiali arrivano via ferrovia, si fa in modo che un binario attraversi il deposito e si scelgono i più adatti mezzi di scarico dei materiali. Così, la fig. 30.68 si riferisce ad un parco materiali attraversato da un binario ferroviario: lo scarico dei carri è effettuato da una gru montata su carrello ferroviario. La perdita di spazio è minima, ma se i vagoni sono più di uno, il loro scarico (o carico) richiede diverse manovre. Per

movimentazioni intense conviene quindi una sistemazione del tipo schematizzato nella fig. 30.69.

La fig. 30.70 si riferisce invece ad un parco ancora servito da binario ferroviario, ma dotato di autogru: la larghezza del passaggio intermedio può essere ridotta installando le rotaie a filo strada.

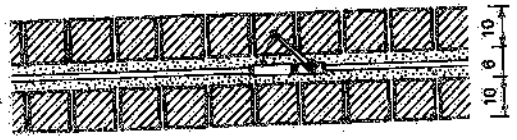


Fig. 30.68 – Deposito servito da binario ferroviario sul quale si sposta anche la gru che provvede al carico ed allo scarico dei carri.

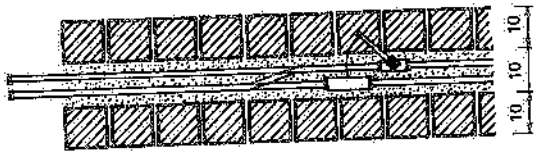


Fig. 30.69 – Deposito servito da due binari ferroviari (raccordati fra di loro).

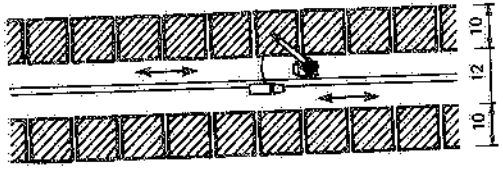


Fig. 30.70 – Deposito servito da binario ferroviario e da strada percorribile con automezzi.

30.6. IL METODO ABC

Il cosiddetto metodo ABC utilizzato nella Statistica, viene sovente applicato per analizzare le scorte immagazzinate al fine precipuo di ridurre il peso della gestione dei magazzini.

Infatti, se si porta sull'asse delle x di una coppia di assi cartesiani il numero delle voci immagazzinate espresso in percentuale, e sull'asse delle y il valore delle voci stesse, espresso a sua volta in percentuale (fig. 30.71), si rileva che:

- meno del 10÷20% degli articoli (categoria A) rappresenta da solo il 70÷80% o anche più del valore totale delle merci a magazzino;
- circa il 20÷25% delle voci (categoria B) rappresenta il 20÷30% del valore totale;
- una percentuale superiore al 60÷70% degli articoli immagazzinati (categoria C) rappresenta soltanto il 5% circa del valore totale dei materiali a magazzino.

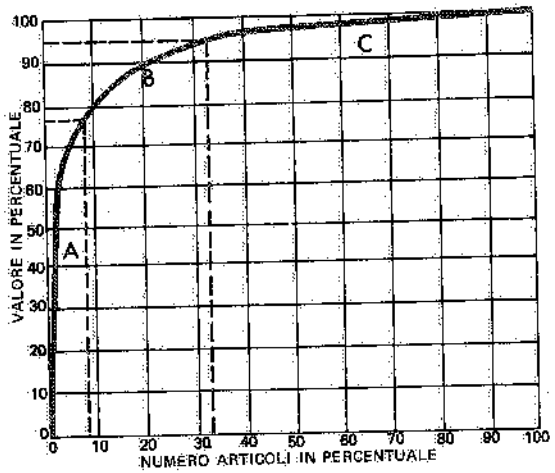


Fig. 30.71 – Diagramma ABC costruito in base al valore delle voci immagazzinate.

Tale suddivisione consente di assegnare una importanza diversa a ciascuna categoria di articoli A, B e C: così, a titolo di esempio, assume molta importanza la ricerca della giacenza minima di sicurezza per le voci appartenenti alla categoria A (che hanno un valore molto alto), mentre ne riveste molto meno la valutazione della stessa entità minima per le voci della categoria C.

Tralasciando in questa sede altre possibili applicazioni del metodo ABC tanto nel campo dei magazzini quanto in quello della programmazione della produzione, che evidenziamo l'impiego di tale metodo nella scelta delle modalità di immagazzinamento più convenienti per le voci delle tre categorie. In pratica, si opera così: si elencano le singole voci e le relative quantità da immagazzinare secondo l'ordine decrescente dei quantitativi in gioco: condizione necessaria è che le quantità da immagazzinare siano espresse in unità di misura omogenee (contenitori, palette, tonnellate, ecc.). Quindi si riportano sulle ascisse le singole voci nell'ordine dianzi stabilito e, in corrispondenza di ciascuna, si traccia un segmento proporzionale – nella scala delle ordinate – alle *quantità cumulate* da immagazzinare: tracciando la curva inviluppo di tali quantità cumulate ed esprimendo le voci e le quantità in percentuali, si ottiene il tipico diagramma ABC. Per ognuna delle tre categorie (A-B-C), si può ricercare il sistema di immagazzinamento più adatto.

Riferiamoci, a titolo esemplificativo, al caso di materiali raccolti in unità di carico (ad esempio, contenitori): appare evidente che le voci della categoria A sono le più adatte ad essere immagazzinate sovrapponendo le unità di carico ed accostando le pile fra di loro in modo da formare vere e proprie isole, oppure (se l'impilamento non è possibile) ricorrendo a scaffali del tipo passante che – come si ricorderà – sono adatti all'immagazzinamento di molte unità di carico della stessa voce.

Per contro, le voci della categoria C, interessando un numero minimo (sovente, addirittura unitario) di contenitori, devono essere immagazzinate, supposto che si voglia realizzare un indice di selettività uguale a uno, o in scaffali tradizionali o in scaffali ad elementi mobili trasversalmente o ancora in alti scaffali serviti da trasloelevatori.

Le voci appartenenti alla categoria B, infine, interessando un numero intermedio di contenitori, si prestano a essere immagazzinate, ad esempio, in scaffali del tipo a gravità o derivati (figg. 30.6 e 30.7).

30.7. MODELLI MATEMATICI PER LA DETERMINAZIONE DEGLI INDICI DI UTILIZZAZIONE DEI MAGAZZINI

È possibile ricavare dei modelli matematici atti a valutare gli indici di utilizzazione superficiale e volumetrico dei magazzini.

Proponiamoci di determinarli nell'ipotesi che valgano le seguenti condizioni:

- i materiali siano raccolti in unità di carico che arrivano al magazzino e partono dallo stesso sempre intere;
- le unità di carico siano sovrapponibili in pile (9) e movimentabili con forche;
- il numero di unità di carico per ogni voce sia tale da consentire la formazione di un certo numero di pile tutte della stessa voce.

(9) Le conclusioni cui si perviene si possono facilmente estendere ad altre modalità di immagazzinamento, come, ad esempio, quelle che prevedono la disposizione dei materiali su scaffali tradizionali, a gravità o passanti.

mentre l'area totale richiesta per ciascun corridoio di servizio (esclusi sempre i corridoi o il corridoio di estremità) è data dalla

$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) = (a + f)\,N\,(Mb + b + h + R + e)$$

valida, in prima approssimazione, purché N sia abbastanza grande (a titolo indicativo almeno uguale a 6, come generalmente si verifica in pratica).

Allora, l'indice di utilizzazione superficiale si può esprimere come rapporto fra A_{ut} e A_{tot}, ossia

$$(30.1)\qquad I_s = \frac{A_{ut}}{A_{tot}}100\% = \frac{a\,b\,M}{(a + f)(Mb + b + h + R + e)}100\%$$

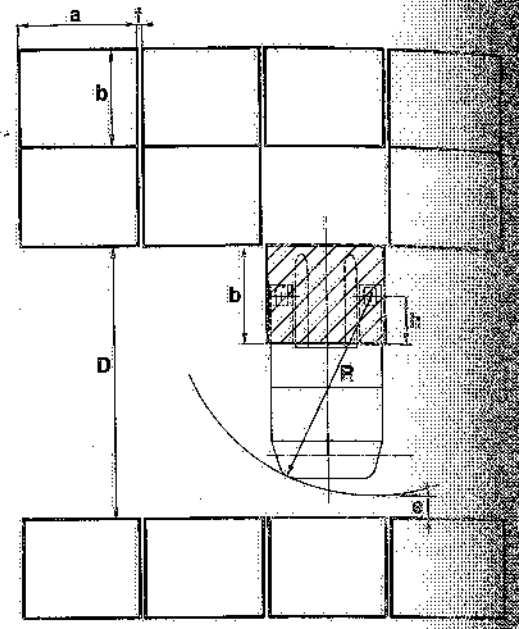


Fig. 30.74 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche con montanti retrattili, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

b) *Carrello a forche con montanti retrattili* (fig. 30.74)

$$D = b - h + R + e$$
$$A_{ut} = a\,b\,M\,N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) = (a + f)\,N\,(Mb + b - h + R + e)$$

$$(30.2)\qquad I_s = \frac{a\,b\,M}{(a + f)(Mb + b - h + R + e)}100\%$$

c) *Carrello a forche laterali* (fig. 30.75)

$$D = L + e + e'$$
$$A_{ut} = a\,b\,2N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(2b + D) = (a + f)\,N\,(2b + L + e + e')$$

$$(30.3)\qquad I_s = \frac{2\,a\,b}{(a + f)(2b + L + e + e')}100\%$$

d) *Carrello di impilaggio* (fig. 30.76)

$$D = b - h + R + e$$
$$A_{ut} = a\,b\,M\,N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) = (a + f)\,N\,(Mb + b - h + R + e)$$

$$\frac{a\,b\,M}{(a + f)(Mb + b - h + R + e)}100\%$$

I modelli matematici riportati si possono applicare anche ad altri mezzi di [illegible] assimilabili, come caratteristiche funzionali, ai tipi dianzi presi in considerazione.

A titolo di esempio, se si considera la fig. 30.77 relativa all'impiego, per le operazioni di magazzino, di un carrello elevatore con inforcamento trilaterale del carico, si rileva che in tale caso sono applicabili le stesse formule [illegible] trovate per i carrelli a forche [illegible]

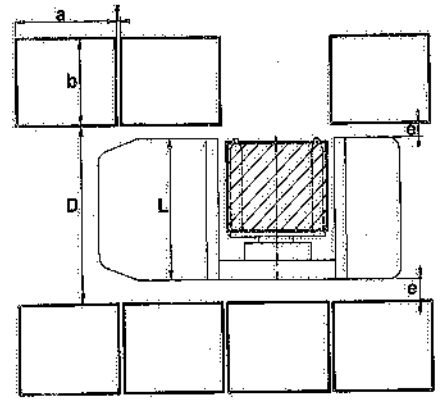


Fig. 30.75 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche laterali, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

30.2. PROGETTAZIONE DEI MAGAZZINI

Tenendo conto di quanto già esposto nei paragrafi precedenti, poniamoci ora il problema della progettazione di un magazzino. A tale fine, si rende necessario:

- individuare le caratteristiche [illegible] dimensionali dei materiali da immagazzinare (volume, peso, confezione, ecc.);
- determinare il numero di voci e le relative quantità da immagazzinare; il periodo di giacenza minimo, medio e massimo; il magazzino previsto per [illegible] voci; l'entità delle partenze, arrivo e in partenza; la [illegible] degli immagazzinamenti e dei prelievi; la raccolta dei dati è facilitata da opportune tabelle (vd., a titolo esemplificativo, la tab. 30.I);
- calcolare l'indice di selettività;
- scegliere i mezzi di contenimento e di trasporto all'interno del magazzino, tenendo conto dei mezzi di trasporto che, dall'esterno, pervengono al magazzino per portare o prelevare [illegible];
- individuare i sistemi di immagazzinamento adatti, dopo avere eventualmente suddiviso i materiali nelle tre categorie A, B, C; è in questa fase che devono essere [illegible] eventuali esigenze di rotazione dei materiali da immagazzinare;

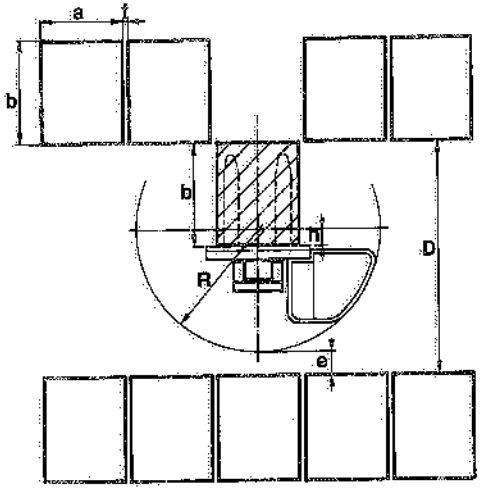


Fig. 30.76 – Prelievo, mediante carroponte di impilaggio, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

Prenderemo in considerazione i seguenti mezzi di trasporto, tutti con manovratore a bordo:
- carrello elevatore a forche frontali (fig. 20.7);
- carrello elevatore a forche con montanti retrattili (fig. 20.25);
- carrello elevatore a forche laterali (fig. 20.27);
- carroponte di impilaggio (fig. 17.55).

Inoltre, ci preoccuperemo, per brevità, del solo indice di utilizzazione superficiale; del resto, com'è facile comprendere, da questo si può poi risalire all'indice di utilizzazione volumetrico, ove si conoscano i seguenti elementi:
k = altezza utile, cioè effettivamente occupata dai materiali immagazzinati;
H = altezza sotto filo catena del fabbricato.

Infatti, moltiplicando gli indici I_s per k/H, si ottiene, per ciascuno dei mezzi di trasporto considerati, l'indice di utilizzazione volumetrica I_v.

Un'ultima considerazione. Con riferimento ad una disposizione tipo di unità di carico impilate (fig. 30.72), si rileva che, oltre ai cosiddetti corridoi di manovra o di servizio (ossia ricavati fra le pile di contenitori), sono generalmente presenti uno o più corridoi principali nei quali i primi si immettono: poiché la larghezza di tali corridoi principali non dipende da manovre dei mezzi di trasporto, né dalla disposizione delle unità di carico, ma da altre considerazioni, ci riferiremo esclusivamente ai corridoi di servizio ed alle zone occupate dai materiali a magazzino.

Supponiamo allora che le pile costituite dalle unità di carico siano disposte le une a fianco delle altre, soltanto distanziate, lateralmente, da un franco f: le figg. 30.73, 30.74, 30.75 e 30.76 illustrano le modalità di prelievo (e di immagazzinamento) delle unità di carico aventi tale disposizione, mediante l'impiego dei mezzi di trasporto considerati. Le stesse figure consentono di individuare e definire i seguenti simboli:

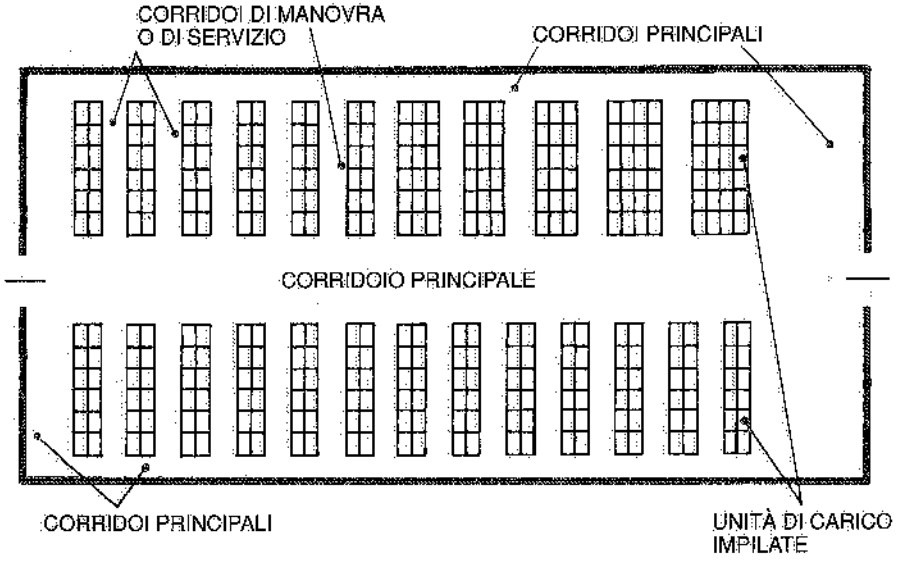


Fig. 30.72 – Esempio di magazzino costituito da unità di carico sovrapposte in pile.

D = larghezza del corridoio di manovra o di servizio;
a = larghezza (tutto fuori) dell'unità di carico (e quindi di ciascuna pila);
b = lunghezza (tutto fuori) dell'unità di carico (e quindi di ciascuna pila);
N = numero di pile disposte parallelamente al corridoio di servizio;
M = numero di pile disposte normalmente al corridoio di servizio (da una parte e dall'altra del corridoio) e servite dallo stesso;
f = franco (laterale) fra pila e pila;
L = massimo ingombro trasversale del mezzo di trasporto;
h = distanza fra piano frontale delle forche e asse delle ruote anteriori del mezzo (nel caso dei carrelli a forche frontali) oppure fra piano frontale delle forche e asse di rotazione (nel caso dei carriponte di impilaggio);
R = raggio minimo di ingombro del mezzo in fase di sterzatura;
e = franco di sicurezza per la manovra dei mezzi di trasporto nei corridoi di servizio.

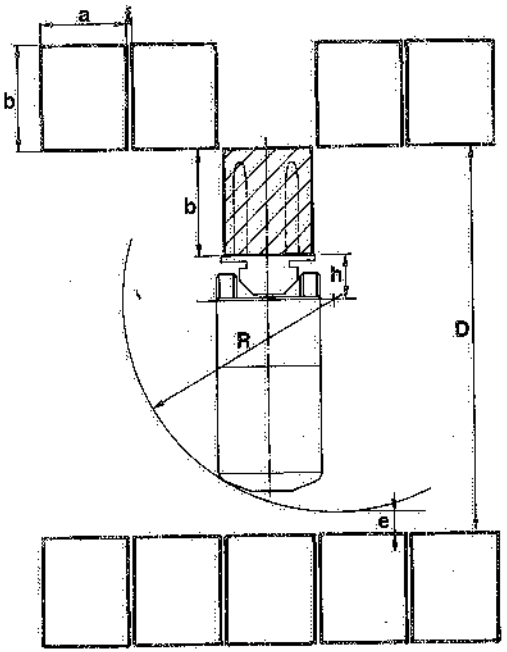


Fig. 30.73 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche frontali, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

Rileviamo che, mentre con i carrelli a forche frontali ed a montanti retrattili, nonché con i carriponte di impilaggio, può essere M > 2 (ossia è possibile disporre le pile normalmente al corridoio su più di una fila per ogni lato, purché sia a > L), con i carrelli a forche laterali deve essere M = 2, in quanto questi ultimi mezzi di trasporto non consentono il prelievo o l'immagazzinamento "in profondità" delle unità di carico considerate.

Con riferimento alle figure citate, si possono ricavare le espressioni di seguito riportate.

a) *Carrello elevatore a forche frontali* (fig. 30.73)

La larghezza del corridoio vale

$$D = b + h + R + e$$

L'area effettivamente utilizzata per l'immagazzinamento delle unità di carico forcolabili disposte lungo ogni corridoio di servizio si può esprimere con la

$$A_{ut} = a\,b\,M\,N$$

mentre l'area totale richiesta per ciascun corridoio di servizio (esclusi sempre i corridoi o il corridoio di estremità) è data dalla

$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) =$
$(a + f)\,N\,(Mb + b + h + R + e)$

valida, in prima approssimazione, purché N sia abbastanza grande (a titolo indicativo almeno uguale a 6, come generalmente si verifica in pratica).

Allora, l'indice di utilizzazione superficiale si può esprimere come rapporto fra A_{ut} e A_{tot}, ossia

$$(30.1)\qquad I_s = \frac{A_{ut}}{A_{tot}}100\% = \frac{a\,b\,M}{(a+f)(Mb+b+h+R+e)}100\%$$

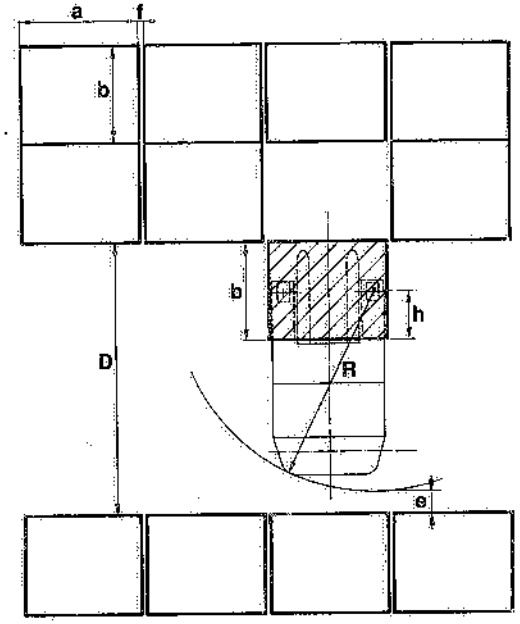


Fig. 30.74 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche con montanti retrattili, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

b) *Carrello a forche con montanti retrattili* (fig. 30.74)

$$D = b - h + R + e$$
$$A_{ut} = a\,b\,M\,N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) = (a + f)\,N\,(Mb + b - h + R + e)$$

$$(30.2)\qquad I_s = \frac{a\,b\,M}{(a+f)(Mb+b-h+R+e)}100\%$$

c) *Carrello a forche laterali* (fig. 30.75)

$$D = L + e + e'$$
$$A_{ut} = a\,b\,2N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(2b + D) = (a + f)\,N\,(2b + L + e + e')$$

$$(30.3)\qquad I_s = \frac{2\,a\,b}{(a+f)(2b+L+e+e')}100\%$$

d) *Carrello di impilaggio* (fig. 30.76)

$$D = b - h + R + e$$
$$A_{ut} = a\,b\,M\,N$$
$$A_{tot} = (a + f)\,N\,(Mb + D) = (a + f)\,N\,(Mb + b - h + R + e)$$

$$(30.4)\qquad I_s = \frac{a\,b\,M}{(a+f)(Mb+b-h+R+e)}100\%$$

I modelli matematici riportati si possono applicare anche ad altri mezzi di trasporto, assimilabili, come caratteristiche funzionali, ai tipi dianzi presi in considerazione.

Così, a titolo di esempio, se si considera la fig. 30.77 relativa all'impiego, per le operazioni di magazzino, di un carrello elevatore con inforcamento trilaterale del carico, si rileva che in tale caso sono applicabili le stesse formule risolutive trovate per i carrelli a forche laterali.

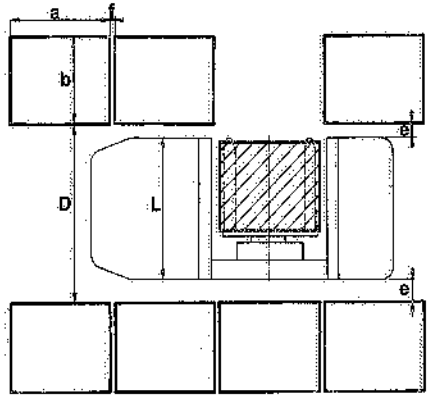


Fig. 30.75 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche laterali, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

30.8. PROGETTAZIONE DEI MAGAZZINI

Tenendo conto di quanto già esposto nei paragrafi precedenti, poniamoci ora il problema della progettazione di un magazzino. A tale fine, si rende necessario:

- individuare le caratteristiche fisiche e dimensionali dei materiali da immagazzinare (volume, peso, confezione, ecc.);
- determinare il numero di voci e le relative quantità da immagazzinare; il periodo di giacenza minimo, medio e massimo a magazzino previsto per le varie voci; l'entità delle partite in arrivo e in partenza; la frequenza degli immagazzinamenti e dei prelievi; la raccolta di tali dati è facilitata da opportune tabelle (vd., a titolo esemplificativo, la tab. 30.4);
- precisare l'indice di selettività;
- scegliere i mezzi di contenimento e di trasporto all'interno del magazzino, tenendo conto dei mezzi di trasporto che, dall'esterno, pervengono al magazzino per portare o prelevare materiali;
- individuare i sistemi di immagazzinamento adatti, dopo avere eventualmente suddiviso i materiali nelle tre categorie A, B, C; è in questa fase che devono essere tenute presenti eventuali esigenze di rotazione dei materiali da immagazzinare;

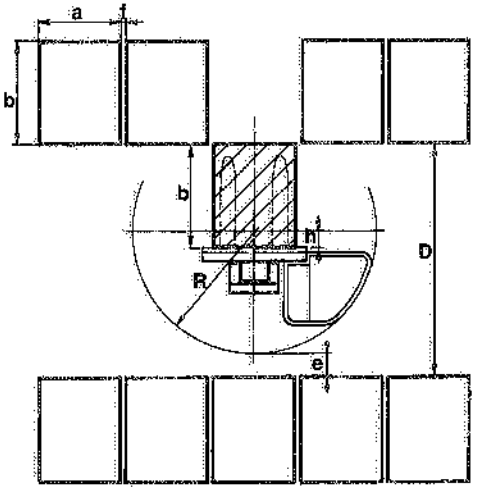


Fig. 30.76 – Prelievo, mediante carroponte di impilaggio, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

- ricercare le possibili soluzioni di sistemazione del magazzino vero e proprio e degli altri reparti o zone che ne fanno parte (ricevimento, controllo, eventuale confezione; preparazione ordini, eventuale imballaggio, spedizione, uffici e servizi, ecc.), tenendo anche conto dei futuri ampliamenti;
- valutare, per ogni soluzione di layout, il costo di realizzazione, il piano di ammortamento, i costi di gestione, il programma di esecuzione dei lavori;
- scegliere la soluzione migliore e studiarne il progetto esecutivo, dagli impianti al fabbricato.

Ricordiamo ancora che devono essere precisate eventuali esigenze specifiche connesse all'immagazzinamento allo studio, fra le quali citiamo:

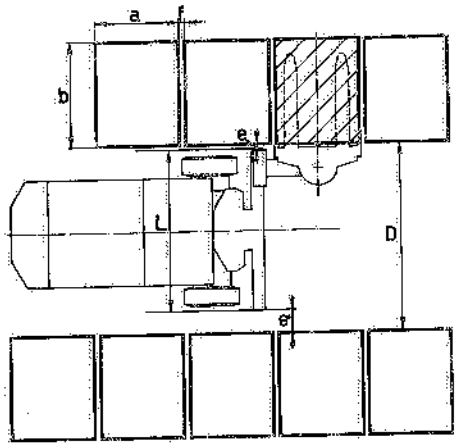


Fig. 30.77 – Prelievo, mediante carrello elevatore a forche rotanti e scorrevoli lateralmente, di una unità di carico immagazzinata fra altre unità distanziate lateralmente del franco f.

Tabella 30.I – Raccolta di elementi per lo studio di un magazzino di scatole di cartone.

VOCI PROGR.	DIMENS. SCATOLE DI CARTONE	PESO DI OGNI SCATOLA	QUANTITÀ MAX DA IMMAGAZ.	PERIODO DI GIACENZA A MAGAZZINO			N° DI SCATOLE COSTITUENTI LA PARTITA IN ARRIVO A MAGAZZ.			FREQUENZA DEGLI ARRIVI A MAGAZZINO			N° DI SCATOLE COSTITUENTI IL PRELIEVO A MAGAZZINO			FREQUENZA DEI PRELIEVI A MAGAZZINO			NOTE
	cm	kg	n° scatole	min	medio	max	min	medio	max	min	medio	max	min	medio	max	min	medio	max	

- adeguate predisposizioni antincendio o antiscoppio;
- particolari condizioni di temperatura, umidità, illuminazione e così via (in vista, ad esempio, della buona conservazione dei materiali);
- particolari caratteristiche dei materiali da immagazzinare (fragilità, esigenze di confezione, ecc.).

Nel caso di magazzini da realizzare dentro edifici preesistenti, occorre anzitutto esaminare la planimetria e le sezioni dei fabbricati: infatti, la maglia del fabbricato e/o la portata della soletta potrebbero compromettere l'organizzazione ottimale del magazzino. Nel caso invece si debba realizzare un magazzino ex-novo, il fabbricato si adatterà alla sistemazione studiata per gli impianti e l'immagazzinamento dei materiali.

Riportiamo infine alcuni suggerimenti che possono tornare utili all'atto della progettazione di un magazzino (si prescinde, per semplicità, dai magazzini per materiali alla rinfusa e per liquidi):

1. suddividere i materiali da immagazzinare in gruppi di voci fra loro simili in quanto a caratteristiche fisiche e dimensionali ed a frequenze di arrivi e prelievi;

2. numero massimo di pezzi che si possono raggruppare, al fine di facilitare e ridurre al minimo le operazioni di scarico all'arrivo, di immagazzinamento, di prelievo e di carico alla partenza;
3. limitare il numero ed i tipi di contenitori al minimo necessario;
4. ridurre quanto più possibile i travasi e le riprese dei materiali;
5. assicurare la massima facilità di movimentazione delle voci aventi una rotazione più rapida;
6. ubicare le voci di maggior movimentazione in prossimità del reparto ricevimento o del reparto spedizione (in relazione al numero di collegamenti necessari fra il magazzino e tali reparti);
7. prestabilire un criterio di immagazzinamento dei materiali, vale a dire scegliere una delle seguenti alternative:
   - assegnare a ciascun articolo un posto fisso e ben determinato (in tal modo si trova più facilmente l'articolo);
   - sistemare ogni articolo dove capita: si ottiene così la massima utilizzazione dello spazio, ma una stessa voce può essere immagazzinata in posti diversi, per cui è più difficoltoso trovarla (a meno di prevedere una gestione operativa del magazzino);
   - suddividere il magazzino per zone, in ognuna delle quali si immagazzinano preferenzialmente determinate voci (si tratta di una via di mezzo fra le prime due alternative e viene adottata quando un magazzino contiene famiglie di voci che richiedono sistemi di immagazzinamento diversi).

Riferendoci particolarmente al caso di materiali immagazzinabili in contenitori, su palette o, con termine più generale, in unità di carico, si possono presentare i seguenti casi principali (fig. 30.78):

- che i materiali giungano al magazzino sotto forma di unità di carico e ne partano ancora sotto forma di unità di carico; è evidente il vantaggio che si ottiene evitando lo smembramento dell'unità di carico o il cambio di contenitore; in particolare, si rende possibile automatizzare tutte le operazioni di magazzino;
- che i materiali giungano al magazzino sotto forma di unità di carico, le quali vengano "rotte" al momento dei prelievi;
- che i materiali giungano sciolti al magazzino e ne partano sotto forma di unità di carico;
- che i materiali giungano sciolti al magazzino e ne partano ancora sciolti.

È ovvio che a seconda della alternativa di fronte alla quale ci si trova, sono diverse le modalità di immagazzinamento e di movimentazione dei materiali nell'interno del magazzino (vd. capitolo V. §7).

30.9. ELEMENTI PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAFFALI

La fig. 30.79 evidenzia i principali elementi costituenti uno scaffale metallico.

Nelle pagine precedenti abbiamo già fornito alcune indicazioni sull'altezza massima che gli scaffali possono raggiungere in relazione ai mezzi di trasporto impiegati. Circa la profondità dei ripiani, essa dipende in genere dall'ingombro dei carichi immagazzinati: nel caso di scaffali ai quali l'operatore accede direttamente, tale profondità non dovrebbe superare i 50 cm (10).

(10) Uno scaffale stretto (servito da operatore) è più facilmente accessibile e quindi meglio utilizzabile: da questo punto di vista conviene quindi uno scaffale poco profondo, anche se tale soluzione contrasta con altri due parametri in gioco e cioè il costo delle scaffalature e l'utilizzazione ottimale dello spazio.

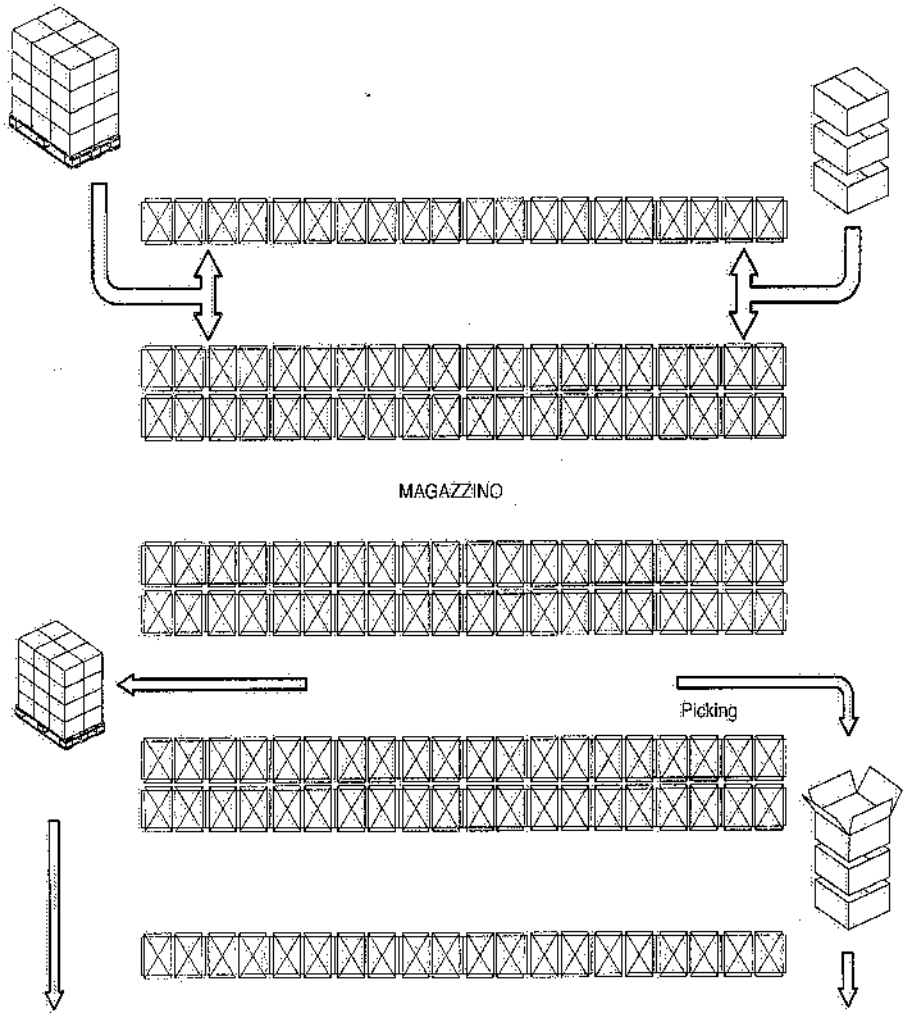


Fig. 30.78 – Modalità di arrivo e di partenza dei materiali immagazzinabili sotto forma di unità di carico in un magazzino industriale.

Per quanto riguarda la distanza (interasse) fra i montanti, è ovvio che quanto più essa è grande tanto migliore risulta l'utilizzazione dello scaffale; si deve però tener presente il costo dello scaffale stesso, che dipende non solo dai montanti, ma anche dai correnti longitudinali.

A titolo orientativo, si può dire che il costo minimo degli scaffali si ha per frecce dei correnti longitudinali comprese fra 1,5‰ e 3‰.

Nel caso di scaffali per unità di carico (in genere serviti da mezzi di trasporto meccanizzati), la distanza fra i montanti dipende anche dalle dimensioni delle unità stesse.

I ripiani di uno scaffale possono avere la superficie di appoggio continua (se sono destinati a sopportare carichi quali colli o scatole); costituita da correnti e traverse (per l'appoggio di contenitori o palette) oppure suddivisa in caselle.

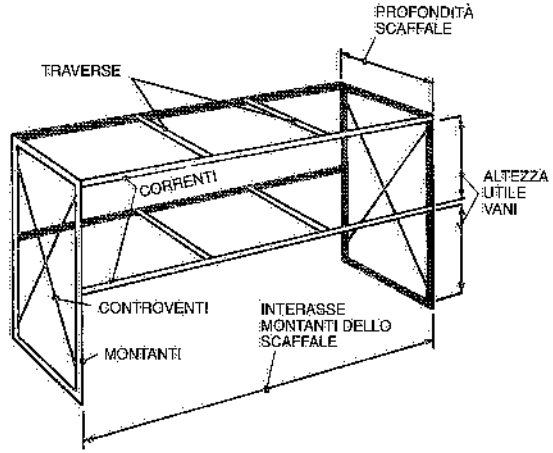


Fig. 30.79 – Principali elementi costitutivi e caratteristici di uno scaffale.

Per il dimensionamento degli scaffali si ricorre alle note regole della Scienza delle Costruzioni, introducendo – ove necessario – opportuni coefficienti di maggiorazione, in relazione a particolari situazioni di montaggio ed uso. Si devono inoltre tenere presenti le disposizioni legislative vigenti (11).

Osservando la struttura di uno scaffale, appare evidente la sua natura iperstatica a molti gradi di libertà. Ciononostante, applicando uno dei metodi classici della Scienza delle Costruzioni – ad esempio, quello di Hardy Cross – è possibile determinare i momenti e gli sforzi indotti ai nodi, come pure gli spostamenti e le rotazioni dei nodi stessi (fig. 30.80).

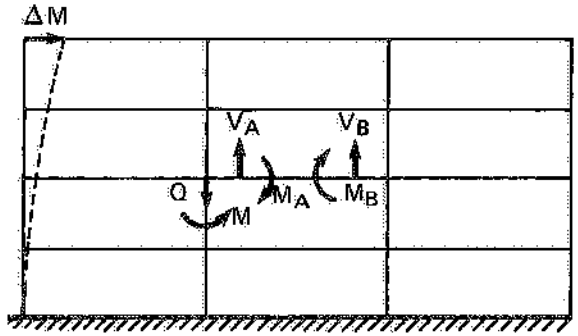


Fig. 30.80 – Calcolo della struttura di uno scaffale.

I valori così ottenuti consentono di effettuare le seguenti verifiche:

(11) D.M. 14 febbraio 1992 ("Norme tecniche per l'esecuzione delle opere in cemento armato normale e precompresso e per le strutture metalliche"); CNR-UNI 10011 ("Costruzioni d'acciaio: istruzioni per il calcolo, l'esecuzione e la manutenzione"); D.M. 3 marzo 1985 ("Disposizioni concernenti l'applicazione delle norme tecniche per le costruzioni in zone sismiche").

a) Verifica alla flessione dei correnti dello scaffale:

$$(30.5) \qquad \begin{cases} f_{max} \leqslant K\,l \\ \dfrac{M_A + \dfrac{V_A^2}{2p}}{W} \leqslant \sigma_{max} \end{cases}$$

dove:

f_{max} = freccia massima;

$K = \dfrac{1}{250} \div \dfrac{1}{300}$

l = lunghezza del corrente;

M_A e V_A = come da fig. 30.80;

p = carico per unità di lunghezza;

W = modulo di resistenza del corrente;

σ_{max} = sollecitazione massima ammissibile.

b) Verifica al carico di punta considerando la flessione di ciascun montante dello scaffale:

$$(30.6) \qquad k\overline{T} + k_f T_f \leqslant \sigma_{Lmax}$$

dove:

k = coefficiente di maggiorazione degli sforzi di compressione;

k_f = coefficiente di maggiorazione degli sforzi di flessione;

$\overline{T}$ = sforzo di compressione semplice;

T_f = sforzo di flessione;

σ_{Lmax} = sforzo di lavoro massimo ammissibile.

c) Verifica di stabilità al ribaltamento della struttura:
introducendo nei calcoli gli sforzi orizzontali, è possibile eseguire la verifica rispetto alla stabilità al ribaltamento della struttura tramite lo spostamento $\overrightarrow{\Delta M}$ dei nodi.

Quando si progettano scaffalature destinate a sopportare, in tutto o in parte, mezzi di trasporto interno (traslatori, carrelli motorizzati), il dimensionamento deve tenere conto anche delle sollecitazioni indotte da tali mezzi.

30.10. ELEMENTI PER IL DIMENSIONAMENTO DI SILI E SERBATOI

A) Serbatoi metallici per materiali alla rinfusa

Poiché i sili costituiscono un sistema di immagazzinamento, riportiamo di seguito alcuni elementi relativi al loro dimensionamento, riferendoci al caso che essi siano destinati a contenere materiali alla rinfusa ed in particolare polverulenti.

È noto che un materiale di questo tipo, lasciato cadere su un piano orizzontale, si dispone secondo un cono, le cui generatrici individuano, con il piano d'appoggio, l'angolo di natural declivio del materiale (12). La tab. 30.II fornisce, fra l'altro, tale angolo per alcuni materiali alla rinfusa atti ad essere immagazzinati in serbatoi.

(12) L'angolo di natural declivio (o di attrito naturale) di un materiale varia con il tempo per effetto dell'assestamento dei grani: viene infatti misurato solo ad assestamento avvenuto del materiale in mucchio.

Tabella 30.II – Parametri caratteristici di alcuni materiali alla rinfusa.

Materiale	Peso specifico in mucchio	Angolo di scivolamento su cemento e legno		Angolo di scivolamento su lamiera di ferro		Angolo naturale	
						gradi	pendenza
	t/m³	α_c	tg α_c	α_f	tg α_f	β	tg β
Scorie d'alto forno	0,4	40	0,84	35	0,70	40	0,84
Ceneri comuni	0,7	45	1,00	40	0,84	45	1,00
Terra asciutta	1,5	40	0,84	35	0,70	40	0,84
Sabbia asciutta	1,7	30	0,58	32	0,62	30	0,58
Sabbia umida	1,8	45	1,00	42	0,90	45	1,00
Ghiaia asciutta	1,7	38	0,78	30	0,58	35	0,70
Ghiaia umida	1,8	25	0,47	22	0,40	25	0,47
Pietrisco a spigoli vivi	1,8	42	0,90	40	0,84	45	1,00
Argilla asciutta	1,6	45	1,00	40	0,84	50	1,19
Argilla bagnata	2	25	0,47	25	0,47	25	0,47
Marna	2,2	32	0,62	30	0,58	35	0,70
Calcare in pezzi	1,8	42	0,90	35	0,70	35	0,70
Calce viva in pezzi	1,1	38	0,87	35	0,70	32	0,62
Cemento in polvere	1,4	28	0,55	28	0,53	20	0,36
Calcestruzzo liquido	2,2	24	0,44	20	0,36	22	0,40
Minerali in pezzi	1,8	32	0,62	30	0,58	35	0,70
Minerali pesanti	3,5	30	0,58	30	0,58	35	0,70

Consideriamo un materiale polverulento introdotto in un silo: esso esercita contro le pareti delle spinte, scomponibili – in conseguenza dell'attrito materiale-pareti – in due componenti: una tangenziale e l'altra (detta *spinta laterale*) normale alle pareti stesse.

La differenza tra il peso del materiale insilato e la resistenza d'attrito dello stesso sulle pareti, rappresenta il carico gravante sul fondo del silo ovvero la *pressione verticale totale*. Quest'ultima cresce con l'altezza del materiale contenuto nel silo; tuttavia, all'aumentare di tale altezza, le forze d'attrito assumono valori tali che la pressione sul fondo non cresce più sensibilmente, ma tende ad un valore limite, come si può rilevare dalla fig. 30.81a). Le prove sperimentali dimostrano parimenti che l'andamento della spinta laterale è analogo (fig. 30.81b).

Il valore massimo della spinta laterale si determina nel modo seguente. Si consideri uno strato di materiale insilato di spessore dz (fig. 30.81c): il suo peso vale

$$(30.7) \qquad \gamma' \, S \, dz$$

dove:

γ' = peso di 1 m³ di materiale insilato;

S = superficie utile orizzontale del serbatoio.

Tale strato di materiale esercita una spinta laterale sulla parete del serbatoio pari a

$$(30.8) \qquad p_z \, L \, dz$$

p_z = spinta laterale alla profondità z;

L = perimetro interno del serbatoio.

La spinta (30.8) cresce con z, come si è visto precedentemente, fino ad un p_{max} tale che l'attrito equilibra il peso del materiale sovrastante, vale a dire

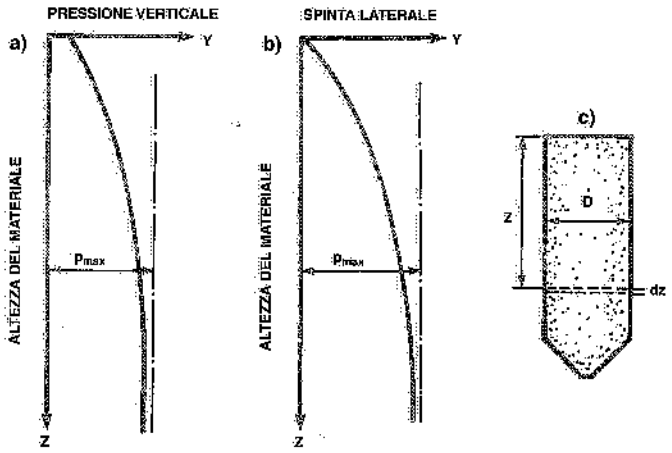


Fig. 30.81 – Andamento delle pressioni in un serbatoio contenente materiale alla rinfusa.

(30.9) $$p_{max} \cdot L \cdot dz \cdot tg\,\alpha_f = \gamma' \cdot S \cdot dz$$

essendo α_f l'angolo di attrito del materiale sulle pareti del silo. Dalla (30.9) si ricava

(30.10) $$p_{max} = \frac{\gamma' S}{L \cdot tg\,\alpha_f}$$

Poiché – come si può dimostrare – in una massa polverulenta, in condizioni di equilibrio, il rapporto fra la pressione verticale q e quella laterale p vale

$$\frac{q}{p} = \frac{1+\operatorname{sen}\beta}{1-\operatorname{sen}\beta} = \frac{1}{tg^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\beta}{2}\right)}$$

(essendo β l'angolo naturale o di attrito interno del materiale), si può risalire alla q_{max}:

(30.11) $$q_{max} = \frac{p_{max}}{tg^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{\gamma' S}{L \cdot tg\,\alpha_f \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\beta}{2}\right)}$$

Abbiamo già messo in evidenza il fatto che la pressione laterale cresce dalla sommità del serbatoio fino alla base (dove assume il valore p_{max} suddetto): può pertanto risultare utile conoscere i valori della spinta laterale alle varie profondità z del serbatoio; ciò al fine di evitare un sovradimensionamento del silo, quale si avrebbe se si considerasse pari a p_{max} la spinta su tutta la parete verticale.

Tralasciando, in questa sede, di sviluppare ulteriormente l'argomento, ci limitiamo a riportare l'espressione finale di p_z, in vista della sua applicazione a casi specifici:

(30.12) $$p_z = p_{max} \cdot \left[1-\left(\frac{z}{A}+1\right)^{-2}\right]$$

dove:

$$A = \frac{D}{4 \cdot tg\,\alpha_f \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\beta}{2}\right)} - \frac{h}{3}$$

con h = altezza del cono superiore del materiale insilato.

I valori della funzione $1-\left(\frac{z}{A}+1\right)^{-2}$ sono tabulati in tab. 30.III.

Tabella 30.III – Valori della funzione $1-\left(\frac{z}{A}+1\right)^{-2}$
colonna A: valori del rapporto: $\frac{z}{A}$
colonna B: valori della funzione: $1-\left(\frac{z}{A}+1\right)^{-2}$

A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
0,01	0,020	0,41	0,497	0,81	0,695	1,21	0,795	1,61	0,853	2,07	0,894	2,90	0,934	5,20	0,974
0,02	0,039	0,42	0,504	0,82	0,698	1,22	0,797	1,62	0,854	2,09	0,895	2,93	0,935	5,33	0,975
0,03	0,057	0,43	0,511	0,83	0,701	1,23	0,799	1,63	0,855	2,10	0,896	2,96	0,936	5,46	0,976
0,04	0,075	0,44	0,518	0,84	0,705	1,24	0,801	1,64	0,857	2,11	0,897	2,99	0,937	5,60	0,977
0,05	0,093	0,45	0,524	0,85	0,708	1,25	0,803	1,65	0,858	2,13	0,898	3,02	0,938	5,75	0,978
0,06	0,110	0,46	0,531	0,86	0,711	1,26	0,804	1,66	0,859	2,15	0,899	3,05	0,939	5,91	0,979
0,07	0,127	0,47	0,537	0,87	0,714	1,27	0,806	1,67	0,860	2,16	0,900	3,08	0,940	6,08	0,980
0,08	0,143	0,48	0,544	0,88	0,717	1,28	0,808	1,68	0,861	2,18	0,901	3,12	0,941	6,26	0,981
0,09	0,158	0,49	0,550	0,89	0,720	1,29	0,809	1,69	0,862	2,20	0,902	3,15	0,942	6,45	0,982
0,10	0,174	0,50	0,556	0,90	0,723	1,30	0,811	1,70	0,863	2,21	0,903	3,19	0,943	6,65	0,983
0,11	0,188	0,51	0,561	0,91	0,726	1,31	0,813	1,71	0,864	2,23	0,904	3,23	0,944	6,88	0,984
0,12	0,203	0,52	0,567	0,92	0,729	1,32	0,814	1,72	0,865	2,25	0,905	3,26	0,945	7,17	0,985
0,13	0,217	0,53	0,573	0,93	0,732	1,33	0,816	1,73	0,866	2,27	0,906	3,30	0,946	7,45	0,986
0,14	0,231	0,54	0,578	0,94	0,734	1,34	0,817	1,74	0,867	2,28	0,907	3,34	0,947	7,77	0,987
0,15	0,244	0,55	0,584	0,95	0,737	1,35	0,819	1,75	0,868	2,30	0,908	3,38	0,948	8,13	0,988
0,16	0,257	0,56	0,589	0,96	0,740	1,36	0,820	1,76	0,869	2,31	0,909	3,43	0,949	8,53	0,989
0,17	0,270	0,57	0,594	0,97	0,742	1,37	0,822	1,77	0,870	2,33	0,910	3,47	0,950	9,00	0,990
0,18	0,282	0,58	0,600	0,98	0,745	1,38	0,824	1,78	0,871	2,35	0,911	3,52	0,951	9,54	0,991
0,19	0,294	0,59	0,605	0,99	0,748	1,39	0,825	1,79	0,872	2,37	0,912	3,56	0,952	10,18	0,992
0,20	0,306	0,60	0,609	1,00	0,750	1,40	0,826	1,81	0,873	2,39	0,913	3,61	0,953	10,95	0,993
0,21	0,317	0,61	0,614	1,01	0,753	1,41	0,828	1,82	0,874	2,41	0,914	3,66	0,954	11,90	0,994
0,22	0,328	0,62	0,619	1,02	0,755	1,42	0,829	1,83	0,875	2,43	0,915	3,71	0,955	13,15	0,995
0,23	0,339	0,63	0,624	1,03	0,757	1,43	0,831	1,84	0,876	2,45	0,916	3,77	0,956	14,81	0,996
0,24	0,350	0,64	0,628	1,04	0,760	1,44	0,832	1,85	0,877	2,47	0,917	3,82	0,957	17,25	0,997
0,25	0,360	0,65	0,633	1,05	0,762	1,45	0,833	1,86	0,878	2,49	0,918	3,88	0,958	21,35	0,998
0,26	0,370	0,66	0,637	1,06	0,764	1,46	0,835	1,87	0,879	2,51	0,919	3,94	0,959	30,62	0,999
0,27	0,380	0,67	0,641	1,07	0,767	1,47	0,836	1,89	0,880	2,54	0,920	4,00	0,960		
0,28	0,390	0,68	0,646	1,08	0,769	1,48	0,837	1,90	0,881	2,56	0,921	4,07	0,961		
0,29	0,399	0,69	0,649	1,09	0,771	1,49	0,839	1,91	0,882	2,58	0,922	4,13	0,962		
0,30	0,408	0,70	0,654	1,10	0,773	1,50	0,840	1,92	0,883	2,60	0,923	4,20	0,963		
0,31	0,417	0,71	0,658	1,11	0,775	1,51	0,841	1,94	0,884	2,63	0,924	4,27	0,964		
0,32	0,426	0,72	0,662	1,12	0,778	1,52	0,843	1,95	0,885	2,65	0,925	4,34	0,965		
0,33	0,435	0,73	0,666	1,13	0,780	1,53	0,844	1,96	0,886	2,68	0,926	4,42	0,966		
0,34	0,443	0,74	0,670	1,14	0,782	1,54	0,845	1,97	0,887	2,70	0,927	4,50	0,967		
0,35	0,451	0,75	0,674	1,15	0,784	1,55	0,846	1,98	0,888	2,73	0,928	4,59	0,968		
0,36	0,459	0,76	0,677	1,16	0,786	1,56	0,847	1,99	0,889	2,75	0,929	4,68	0,969		
0,37	0,467	0,77	0,680	1,17	0,788	1,57	0,849	2,00	0,890	2,78	0,930	4,77	0,970		
0,38	0,475	0,78	0,684	1,18	0,790	1,58	0,850	2,02	0,891	2,81	0,931	4,89	0,971		
0,39	0,482	0,79	0,688	1,19	0,792	1,59	0,851	2,04	0,892	2,84	0,932	4,98	0,972		
0,40	0,490	0,80	0,691	1,20	0,793	1,60	0,852	2,06	0,893	2,87	0,933	5,08	0,973		

Analogamente, la pressione verticale totale su un piano orizzontale posto alla profondità z vale:

$$q_z = \gamma' S\left(z + \frac{h}{3} - \frac{z^2}{z+A}\right) \tag{30.13}$$

dove i simboli hanno il significato precedentemente indicato.

Noti gli sforzi, il modulo di efficienza delle saldature e la sollecitazione ammissibile, si può ricavare lo spessore delle lamiere costituenti il serbatoio stesso (13).

Vale la pena di segnalare il fatto che, allorquando una quantità di materiale, sia pure piccola, viene estratta dal serbatoio, buona parte della massa insilata si mette in movimento (rompendo l'equilibrio che si era creato nella massa stessa) e provoca un notevole aumento delle pressioni sulle pareti del silo.

Questi sforzi – detti *sforzi dinamici* – vengono considerati in sede di progettazione dei serbatoi, aumentando le pressioni in precedenza calcolate di un coefficiente k (detto appunto *coefficiente dinamico*), il cui valore varia da 1,5 a 2 (o anche più, in casi particolari). Esperienze eseguite in proposito hanno dimostrato che il coefficiente di maggiorazione k è funzione della dimensione dei sili e dell'altezza del materiale immagazzinato. Si può ovviamente fare a meno di ricorrere al coefficiente dinamico di maggiorazione nel caso in cui il serbatoio sia dotato della colonna di depressione di cui alla fig. 30.57.

B) Serbatoi in cemento armato per liquidi

Ci soffermiamo ancora brevemente sul calcolo dei serbatoi cilindrici in cemento armato, impiegati sovente per l'accumulo di liquidi (in particolare, acqua).

Anche qui, si valuta anzitutto la pressione esercitata dal liquido contro le pareti del serbatoio alla profondità z: con riferimento all'unità di superficie risulta

$$p = \gamma z$$

essendo γ il peso specifico del liquido.

Si considera poi, sempre alla profondità z, un anello circolare di raggio R (pari cioè al raggio interno del serbatoio) ed altezza dz e lo si immagina tagliato da un piano verticale passante per l'asse del serbatoio (fig. 30.82): per equilibrare le forze p che il liquido esercita sulla superficie interna del serbatoio, si rende necessario applicare alle pareti tagliate dal piano verticale, due forze F_z normali al piano stesso. Scomponiamo la pressione p in due componenti, una parallela, l'altra perpendicolare al piano diametrale; in un punto qualsiasi, la prima vale p cos α, la seconda p sen α.

Ovviamente, le varie componenti parallele si elidono fra loro, mentre le componenti normali, su un arco $R d\alpha$, valgono p sen α R $d\alpha$.

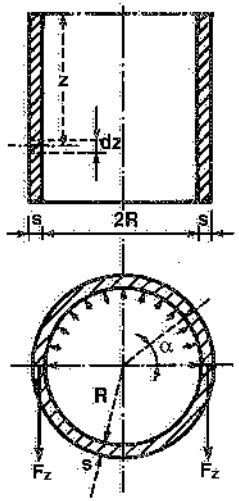


Fig. 30.82 – Pressioni agenti contro le pareti di un serbatoio cilindrico in cemento armato, per acqua, alla profondità z.

(13) A titolo indicativo, ricordiamo che non si impiegano, in genere, lamiere aventi spessori inferiori a 5 mm per le pareti verticali e inferiori a 7 mm per i fondi.

La somma di tali componenti normali da 0 a π deve essere uguale a 2 F_z e di segno contrario:

$$2F_z = \gamma z \int_0^{\pi} \text{sen}\,\alpha\, R\, d\alpha \tag{30.14}$$

Dalla (30.14), con semplici passaggi, si perviene alla

$$F_z = R\,\gamma\,z \tag{30.15}$$

La (30.15) consente di calcolare la sezione S dell'acciaio necessario per assorbire la spinta F_z: su una striscia alta Δz alla profondità z risulta

$$S_z = \frac{F_z\,\Delta z}{\sigma_f} = \frac{\gamma R z}{\sigma_f}\Delta z \tag{30.16}$$

essendo σ_f la resistenza specifica dell'acciaio.

Lo spessore s delle pareti si ottiene considerando il rapporto fra i moduli di elasticità dell'acciaio e del calcestruzzo

$$n = \frac{E_f}{E_c}$$

e scrivendo

$$\sigma_c = \frac{F_z}{s_z + n\dfrac{F_z}{\sigma_f}} \tag{30.17}$$

dalla quale si ricava appunto s_z.

Per quanto riguarda il fondo del serbatoio, lo si può considerare costituito da una soletta di forma circolare semplicemente appoggiata per tutta la circonferenza. Applicando un metodo approssimato, si immagini di dividere la soletta in due parti uguali mediante un piano verticale passante per l'asse del serbatoio (fig. 30.83): ciascuna metà si trova in equilibrio sotto l'azione delle forze esterne e delle resistenze interne del materiale. Le prime sono date dalla risultante della pressione p e, per mezzo cerchio, valgono

$$E = \frac{\pi R^2}{2} p \tag{30.18}$$

La forza (30.18) è applicata nel centro di gravità del semicerchio, distante

$$\frac{4R}{3\pi} \tag{30.19}$$

dall'asse AB.

Le resistenze interne sono distribuite uniformemente lungo la semicirconferenza ed applicate nel centro di gravità della stessa, distante

$$\frac{2R}{\pi} \tag{30.20}$$

dall'asse AB.

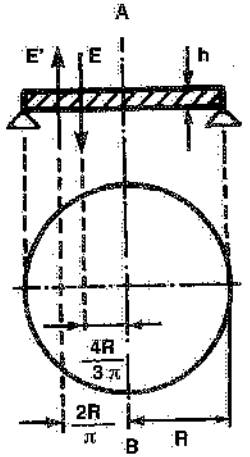


Fig. 30.83 – Forze agenti sulla soletta di fondo di un serbatoio cilindrico in cemento armato.

I valori della (30.19) e della (30.20) sono eguali fra loro, mentre il momento delle forze esterne rispetto alla sezione AB vale

$$M = \frac{\pi R^2}{2} p \left(\frac{2R}{\pi} - \frac{4R}{3\pi} \right) = \frac{\pi R^2}{2} p \frac{2R}{3\pi} = \frac{pR^3}{3} \tag{30.21}$$

Supponendo, in prima approssimazione, che gli sforzi non dipendano dalla distanza dal centro della piastra (come invece avviene), ci si pone nel caso della flessione semplice, con una sezione di larghezza 2R ed altezza h sollecitata da un momento M: allora, gli sforzi massimi valgono

$$\sigma = \frac{6M}{2Rh^2} = \frac{pR^2}{h^2} \tag{30.22}$$

Proponiamoci infine di individuare le dimensioni più economiche di un serbatoio cilindrico (a parità di volume utile), partendo dall'ipotesi che tali dimensioni siano quelle che rendono minima la superficie totale del serbatoio.

Se X è il raggio e H l'altezza del serbatoio, risulta

$$V = \pi X^2 H$$

$$H = \frac{V}{\pi X^2}$$

La superficie laterale interna del serbatoio vale

$$2\pi X H = \frac{V}{\pi X^2} 2\pi X = \frac{2V}{X}$$

La superficie totale interna è allora data dalla

$$S = \pi X^2 + \frac{2V}{X} \tag{30.23}$$

E poiché la (30.23) deve risultare minima, si pone

$$\frac{dS}{dX} = 2\pi X - \frac{2V}{X^2} = 0$$

da cui

$$X = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} \tag{30.24}$$

Sostituendo tale valore nella $H = V/\pi X^2$, si ottiene, con facili semplificazioni

$$H = \sqrt[3]{\frac{V}{\pi}} \tag{30.25}$$

il che significa che le dimensioni più economiche di un serbatoio cilindrico corrispondono ad un'altezza H pari al raggio X del cilindro.

30.11. ELEMENTI PER LA DETERMINAZIONE ECONOMICA DELLE QUANTITÀ DI MATERIALI DA IMMAGAZZINARE (GESTIONE DEGLI STOCK)

All'inizio del capitolo, abbiamo sottolineato l'importanza di limitare al massimo i quantitativi di materiali immagazzinati al fine di ridurre i costi di immagazzinamento. D'altra parte, se è vero che le entrate e le uscite di materiali riferite ad un periodo di tempo sufficientemente lungo (ad esempio, un anno) si bilanciano, è altrettanto vero che le quantità di materiali che giornalmente entrano nel magazzino sono di solito diverse da quelle che ne escono: ragione per cui, se si vuole evitare l'evenienza che vengano a mancare i materiali occorrenti alle lavorazioni od i prodotti finiti richiesti dal mercato, è necessario assicurare in ogni caso a magazzino certe giacenze minime che tengano conto dei prelievi, in genere non regolari nel tempo. In altre parole, occorre ottemperare alla duplice esigenza di ridurre al minimo le scorte e di assicurare i materiali od i prodotti occorrenti; il che si può ottenere ricorrendo alla tecnica nota come *gestione degli stock* o delle giacenze.

Pur senza soffermarci su tale argomento, accenneremo brevemente ad alcuni concetti informatori ai quali la gestione tradizionale degli stock si ispira.

La fig. 30.84 mostra come possono variare le scorte di un prodotto a magazzino nel caso in cui gli arrivi abbiano luogo ad intervalli di tempo costanti e le partenze siano distribuite linearmente fra un arrivo e l'altro.

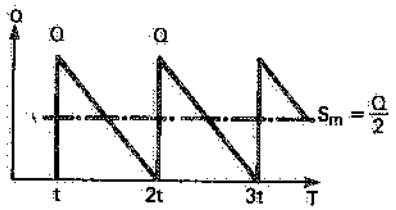


Fig. 30.84 – Variazione delle scorte a magazzino con arrivi della merce regolari e costanti e prelievi distribuiti linearmente fra un arrivo ed il successivo.

Se le quantità di merce approvvigionate di volta in volta sono sempre le stesse ($Q_1 = Q_2 = \ldots = Q$), lo stock medio vale $S_m = Q/2$.

Supponendo che in un anno gli arrivi a magazzino siano N, in quantità sempre uguali a Q, il prelievo (o consumo) annuo totale G di tali materiali risulta pari a $G = NQ$, mentre lo stock medio a magazzino vale sempre

$$S_m = \frac{G}{2N} = \frac{Q}{2}$$

se gli N arrivi sono di entità Q_i diverse, il valore di G è stato dalla sommatoria

$$G = \sum_{i=1}^{N} Q_i$$

Per fare fronte a consumi imprevisti e superiori alla media oppure a ritardi nella consegna dei materiali, si lascia sempre una scorta a magazzino, detta *scorta di sicurezza* (fig. 30.85).

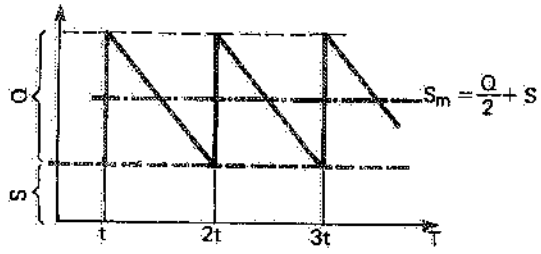


Fig. 30.85 – Variazione delle scorte a magazzino con arrivi della merce regolari e costanti e prelievi distribuiti linearmente fra un arrivo ed il successivo, considerando una scorta di sicurezza.

Ottimizzazione del costo di immagazzinamento

a) *Ordinazioni regolari e costanti, consumi lineari, periodo di approvvigionamento nullo*

Proponiamoci di determinare la quantità x di un certo prodotto o articolo che si intende ordinare periodicamente in modo da rendere minimo il costo dell'immagazzinamento.

Consideriamo dapprima il caso in cui l'intervallo di tempo fra una ordinazione e l'altra sia costante e l'andamento dei consumi del materiale in esame sia lineare (cioè costante nell'unità di tempo). Facciamo inoltre l'ipotesi semplificativa che l'intervallo di tempo intercorrente fra l'ordinazione e l'arrivo del prodotto sia nullo (14). Infine, supponiamo che il prezzo del materiale non dipenda dai quantitativi ordinati di volta in volta.

Il costo annuo totale di immagazzinamento del prodotto in esame è costituito dai seguenti componenti:

1) *costo per l'approvvigionamento*: è dovuto ai costi dell'ufficio acquisti (impiegati, dattilografe, spese generali, ecc.) e dei trasporti.

Indicando con h tale costo (fisso) riferito a ciascuna delle N ordinazioni emesse in un anno, si può dire che il costo totale annuo di approvvigionamento di quel materiale è dato dalla

$$C_1 = hN = h\frac{G}{x} \tag{30.26}$$

essendo ancora G la quantità totale di prodotto venduta o consumata all'anno.

2) *Costo di immagazzinamento* vero e proprio, somma delle seguenti voci: interesse sul capitale immobilizzato nel magazzino; costo della manodopera necessaria per tutte le operazioni connesse all'immagazzinamento; ammortamento del fabbricato, delle attrezzature e dei mezzi di trasporto relativi al magazzino; spese di riscaldamento, illuminazione, assicurazione, protezione antincendio, manutenzione, ecc.; perdite dovute a deterioramento, deprezzamento, cali dei prodotti immagazzinati (15).

Indicando con k il costo annuo per il mantenimento a magazzino di una unità di prodotto, il costo annuo totale di immagazzinamento della quantità x/2 che resta in media giacente a magazzino fra un ordine e l'altro, vale

$$C_2 = k\frac{x}{2} \tag{30.27}$$

Sommando i due costi C_1 e C_2 si ottiene

$$C = C_1 + C_2 = h\frac{G}{x} + k\frac{x}{2} \tag{30.28}$$

(14) Tale tempo è detto *periodo di approvvigionamento* e comprende – nel caso più generale – il tempo necessario per l'emissione dell'ordine, il tempo di consegna ed il tempo richiesto per eventuali controlli del materiale.

(15) Approssimativamente, il costo di immagazzinamento può variare dal 5 al 10% del valore della merce a magazzino (calcolato moltiplicando i quantitativi medi immagazzinati per il loro prezzo unitario: a seconda dei casi, come prezzo unitario si assume il prezzo medio, il prezzo standard o il prezzo attuale di acquisto dei materiali a magazzino).

Il primo termine della (30.28), riportato su un diagramma cartesiano le cui ascisse indichino i quantitativi da ordinare x e le ordinate il costo totale in €/anno, è rappresentato da una iperbole; il secondo termine da una retta (fig. 30.86).

Il costo totale minimo di immagazzinamento si ha per la quantità di merce x tale che

$$\frac{dC}{dx} = -\frac{hG}{x^2} + \frac{k}{2} = 0$$

ossia per

$$x = \sqrt{\frac{2Gh}{k}} \tag{30.29}$$

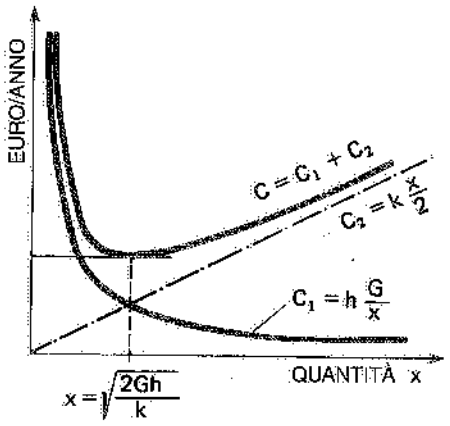


Fig. 30.86 – Determinazione del lotto economico di approvvigionamento nel caso di ordinazioni egualmente distanziate fra loro e consumi lineari.

La quantità *x* così trovata viene anche chiamata *lotto economico di approvvigionamento*.

Dall'esame della (30.29) si rileva che la quantità x di un articolo da ordinare, aumenta all'aumentare della quantità venduta all'anno G e del costo di ogni ordinazione h, mentre diminuisce all'aumentare del costo di immagazzinamento k. Inoltre, la (30.29) mette in evidenza un fatto molto importante: la quantità di un prodotto da immagazzinare non è direttamente proporzionale alle vendite; in altre parole, se un prodotto è venduto (o consumato) più di un altro, è sufficiente una giacenza meno che proporzionale a quella del secondo.

3) *Costo della scorta di sicurezza*: tale quantitativo *S* di merce può considerarsi acquistato una volta per tutte: interessa pertanto valutare e prendere in considerazione una volta sola (nell'anno) il suo costo di immagazzinamento:

$$C_3 = k\,S \tag{30.30}$$

La considerazione di questo costo sposta semplicemente verso l'alto le curve di fig. 30.86 del valore costante C_3. La quantità x individuata con la (30.29) resta pertanto la stessa.

In definitiva, il costo annuo totale risulta pari a

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \tag{30.31}$$

Fin qui abbiamo supposto che il tempo intercorrente fra ordinazione e arrivo del materiale sia nullo.

In pratica, ciò si verifica raramente. È pertanto necessario stabilire – per ogni articolo a magazzino – un appropriato livello di scorta, detto *livello di riordino*, tale che appena la quantità a magazzino scende sotto tale valore, si procede ad ordinare altro materiale di quella voce. In altre parole, la quantità a magazzino di ogni voce viene divisa in due quote:

- la prima destinata ad essere consumata: appena tale quota si è esaurita, si procede immediatamente ad ordinare il quantitativo ottimale di quella voce;
- la seconda (livello di riordino) da utilizzare nel periodo di tempo che va dall'ordinazione all'arrivo del materiale.

In ogni caso, nota che sia – per ogni voce – la quantità massima, media e minima da immagazzinare, nonché come varia nel tempo il relativo consumo, si può definire il volume da assegnare al magazzino.

b) *Ordinazioni costanti, consumi variabili, periodo di approvvigionamento costante*

Abbiamo visto come si determina il volume ottimale x di ogni singola ordinazione (e quindi il numero ottimo di ordinazioni all'anno) allorquando l'intervallo di tempo intercorrente fra una ordinazione e l'altra è costante, l'andamento dei consumi lineare nel tempo, il periodo di approvvigionamento nullo.

Si suppone ora che: a) il tempo intercorrente fra la data di ordinazione ed il ricevimento del materiale ordinato (periodo di approvvigionamento) sia di una settimana (e quindi diverso da zero, ma costante); b) il consumo del materiale in questione risulti variabile da una settimana all'altra (pur restando costante il consumo annuo) secondo una distribuzione che è possibile considerare in prima approssimazione di tipo normale, con media e varianza note (entrambe uguali a G/52). La fig. 30.87 illustra l'andamento qualitativo delle scorte.

Indichiamo con:

G = la quantità di materiale consumata in un anno (sia, ad esempio, G = 1300 t);

D = la domanda (o consumo) settimanale di materiale (variabile);

f(D) = la funzione normale di densità della domanda settimanale con media $\bar{D}$ e scostamento quadratico medio σ noti (infatti, $\bar{D} = 1300/52 = 25$ e $\sigma = \sqrt{25} = 5$);

R = il livello di riordino, cioè la quantità di materiale appena raggiunta la quale si emette una nuova ordinazione;

F (R) = la funzione normale di ripartizione: $F(R) = \int_{-\infty}^{\sigma} f(D)\, dD$.

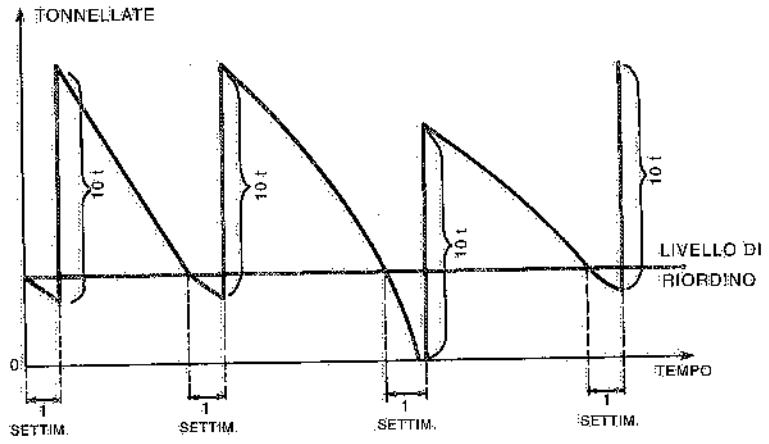


Fig. 30.87 – Variazione delle scorte a magazzino nel caso di arrivi della merce in quantità costanti, di prelievi variabili e di tempo intercorrente fra l'ordinazione e l'arrivo della merce costante (pari a una settimana).

Poiché $\bar{D} - 3\sigma > 0$ (infatti $25 - 3\sqrt{25} = 10$), si può scrivere in prima approssimazione che

$$F(R) \approx \int_0^{\sigma} f(D)\, dD \tag{30.32}$$

in quanto la pratica totalità dei valori di D è positiva.

La probabilità che la scorta si riduca a zero e quindi il materiale venga a mancare durante la settimana che intercorre fra l'ordinazione e la consegna, è la probabilità che la domanda settimanale D sia maggiore di R, cioè

$$\text{Prob}(D \geqslant R) = 1 - F(\sigma). \tag{30.33}$$

Infine, facciamo l'ipotesi che la ditta ammetta che la merce venga a mancare prima che sia trascorsa la settimana occorrente per la consegna del nuovo rifornimento, solo una volta ogni 5 anni, cioè ogni G/x·5 ordinazioni: se, ad esempio, G/x = 13 (numero ottimo di ordinazioni annue) la scorta può ridursi a zero solo una volta ogni 65 ordinazioni. Allora

$$1 - F(R) = \frac{1}{65} = 0{,}0154$$

Nel caso di distribuzione normale, la funzione normale di ripartizione F(D) della variabile D è uguale alla funzione normale di ripartizione f(y) della variabile standardizzata y, che, com'è noto, è data dalla

$$y = \frac{R - \bar{D}}{\sigma} = \frac{R - 25}{5}$$

da cui

$$R = \bar{D} + y\sigma$$

Pertanto

$$F(R) = 1 - 0{,}0154 = 0{,}9846 = f(y)$$

Cercare per quale valore di R si ha F(R) = 0,9846, equivale a individuare per quale valore di y risulta f(y) = 0,9846.

Dalle tavole (vd. tab. 8.V) risulta che f(y) = 0,9846 per y = 2,16. Ne consegue che

$$R = \bar{D} + y\sigma = 25 + 2{,}16 \cdot 5 \approx 36$$

Nell'esempio considerato, il livello ottimo di riordino risulta pari a 36 t: in tal modo, il rischio di rimanere senza materiale durante il periodo di consegna resta contenuto nei limiti prestabiliti.

c) *Ordinazioni costanti, consumi variabili, periodi di approvvigionamento variabili*

Oltre che il consumo del materiale, può risultare variabile nel tempo anche il periodo di approvvigionamento. In questo caso, la determinazione del lotto ottimo da ordinare (o produrre) e del livello ottimo di riordino, risulta più complessa.

Riportiamo uno schema di trattazione di tale caso. Il consumo (o la domanda) D di un certo materiale (in tonnellate), riferito ad una unità di tempo prestabilita (ad esempio, il giorno), sia distribuito secondo la seguente funzione discreta di densità f(D):

D (t/g)	f(D)
0	0,20
1	0,40
2	0,30
3	0,10
	1,00

T (giorni)	g(T)
1	0,30
2	0,50
3	0,20
	1,00

Il consumo medio di quel materiale vale allora $\bar{D}$ = 130 t/g, mentre, se n sono i giorni dell'anno in cui si consuma quel materiale, la domanda annua risulta G = n$\bar{D}$.

Il periodo di consegna T (misurato, ad esempio, in giorni) del materiale, dalla data dell'ordinazione all'arrivo a magazzino, sia distribuito secondo la seguente funzione discreta di densità g(T):

Il tempo di consegna medio è pertanto $\bar{T}$ = 1,9 giorni. Siano inoltre:

h il costo (fisso) di ogni ordinazione;

p la perdita di avviamento, ossia il danno economico per ogni tonnellata di materiale richiesta e non disponibile (€/t).

k il costo giornaliero per mantenere a magazzino una tonnellata di materiale (€/g·t).

Si tratta di determinare quali sono il livello di riordino R e la dimensione del lotto da ordinare X ottimali, tali cioè che la *speranza matematica* (16) dei costi totali sia minima (R e X in tonnellate).

La fig. 30.88 evidenzia la dinamica del consumo e dell'approvvigionamento del materiale considerato: in essa sono individuabili le incognite R e X e la variabile casuale T (non compare invece – almeno direttamente – l'altra variabile casuale D).

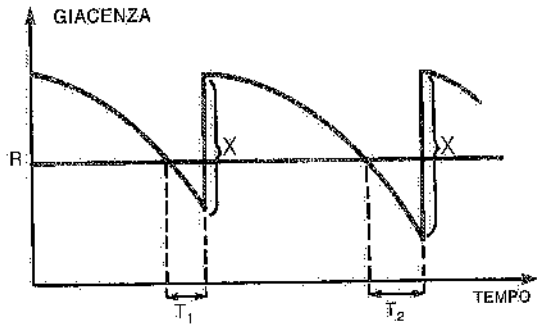


Fig. 30.88 – Variazione delle scorte a magazzino nel caso di arrivi della merce in quantità costanti, di prelievi variabili e di tempo intercorrente fra l'ordinazione e l'arrivo della merce variabile.

Poiché, al massimo, la consegna del prodotto tarda 3 giorni e la domanda giornaliera non supera le 3 t/g, il consumo massimo del prodotto considerato, durante il periodo di consegna, risulta pari a 9 t. Perciò, se si spiccasse l'ordine quando a magazzino c'è ancora una quantità R = 9, durante il periodo di consegna la giacenza non andrebbe a zero.

(16) Se x è una variabile casuale discreta, che può assumere i valori $x_1, x_2, \ldots, x_n$ con rispettive probabilità $p_1, p_2, \ldots, p_n$ (essendo $p_1 + p_2 + \ldots + p_n = 1$), la *speranza matematica* di x è definita come

$$E(x) = p_1 x_1 + p_2 x_2 + \ldots + p_n x_n = \sum_{i=1}^{n} p_i x_i$$

Se le probabilità p_i sono sostituite dalle frequenze relative F_i/n dove $N = \Sigma F_i$, la speranza matematica coincide con la media aritmetica x di un campione di N elementi, nel quale $x_1, x_2, \ldots, x_n$ compaiono con quelle frequenze relative. Nel caso di cui ci stiamo occupando, la speranza matematica è la media aritmetica ponderata dei guadagni o dei costi in base alle rispettive probabilità.

Se con U (variabile casuale) indichiamo la domanda (o consumo) che si verifica durante l'intero periodo di consegna T (variabile casuale), possiamo dire che anche il massimo valore che può assumere U è uguale a 9.

Per determinare qual'è la probabilità che durante il periodo di consegna la scorta vada a zero quando R < 9, si può ricorrere ad una simulazione con il metodo di Monte Carlo. Applicando tale metodo, si ricava la distribuzione della variabile casuale U (fig. 30.89) e quindi la quantità U consumata in media nel periodo (variabile) di consegna. La differenza R – U fra il livello di riordino e la quantità consumata in media durante il periodo di consegna è detta *scorta di sicurezza*.

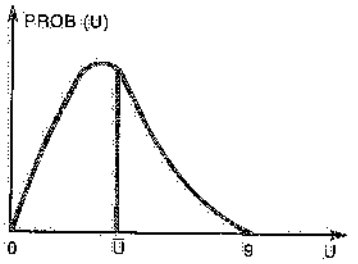


Fig. 30.89 – Distribuzione di probabilità di U (per comodità si è raffigurata la curva nel continuo, mentre in realtà essa è discreta).

Al termine di ogni giornata lavorativa, si avrà a magazzino una giacenza media pari a

$$\frac{X}{2} + (R - \bar{U})$$

Possiamo allora calcolare il costo giornaliero per il mantenimento delle giacenze

(30.34) $$k\left[\frac{X}{2} + (R - \bar{U})\right]$$

Il costo giornaliero delle ordinazioni è dato dalla

(30.35) $$h \cdot \frac{\bar{D}}{X}$$

Infine, valutiamo il costo dovuto alla perdita di avviamento (vale a dire il danno conseguente all'impossibilità di soddisfare la domanda). Il materiale può venire a mancare durante tanti periodi di consegna quante sono le ordinazioni annue, cioè $n\bar{D}/X$ volte all'anno.

In ognuna di queste volte, la *speranza matematica* che si abbia un costo è

(30.36) $$p \sum_{U=R+1}^{9} (U - R)\,\text{Prob}(U)$$

essendo R incognito. Infatti, il rischio che il materiale si esaurisca sussiste solo durante il periodo di consegna. La sommatoria (30.36) è la media della domanda non soddisfatta durante il periodo di consegna e per un dato R, cioè la media della differenza U – R per U > R: la fig. 30.90 evidenzia tale media della domanda insoddisfatta in ogni periodo di consegna e per un dato R.

La (30.36) fornisce dunque la perdita media sperata di avviamento *in ogni periodo* di consegna; e poiché i periodi di consegna in un anno sono $n\bar{D}/X$, la perdita *annua* sperata di avviamento vale

$$\frac{n\bar{D}}{X}\, p \sum_{U=R+1}^{9} (U - R)\,\text{Prob}(U)$$

mentre la perdita *giornaliera* sperata è

$$(30.37) \qquad \frac{\bar{D}}{X} p \sum_{U=R+1}^{9} (U-R)\,\text{Prob}(U)$$

Concludendo, il costo sperato totale (o speranza matematica del costo totale), di cui si cerca il minimo, è dato dalla

$$(30.38) \qquad Y(X,Q) = k\left[\frac{X}{2} + (R-\bar{U})\right] + h\frac{\bar{D}}{X} + \frac{\bar{D}}{X} p \sum_{U=R+1}^{9} (U-R)\,\text{Prob}(U)$$

Supponendo di essere nel continuo, alla sommatoria si sostituisce l'integrale $\int_k^9 (U-R)p(U)d(U)$ e si deriva la (30.38) rispetto alle due incognite X e R. Si ottiene

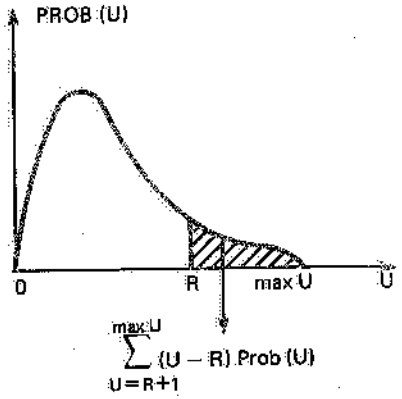


Fig. 30.90 – Media della domanda insoddisfatta in ogni periodo di consegna della merce e per un dato livello di riordino R (la curva è raffigurata nel continuo, mentre essa è discreta).

$$(30.39) \qquad \begin{cases} X = \sqrt{2\bar{D}\left[p + p\int_R^9 (U-R)\,p(U)\,dU\right]}/k \\ \int_R^9 p(U)\,dU = \dfrac{kX}{p\bar{D}} \end{cases}$$

In generale, al numero 9 qui considerato a titolo esemplificativo si sostituirà (tanto nelle sommatorie che negli integrali) l'espressione *max U* (massimo valore di U).

Risolviamo la (30.38) nel caso discreto del quale si conoscono già alcuni parametri.

Li ripetiamo, completandoli con gli altri che ci occorrono:

$$\bar{D} = 1{,}3\ \text{t/g}; \quad \max U = 9; \quad h = 1000\ €/\text{ordine};$$

$$p = 1\ €/\text{t}; \quad k = 10\ €/\text{g·t}.$$

Supponiamo di aver costruito la distribuzione della variabile U e di aver valutato

$$\bar{U} = \sum_{U=0}^{9} U\,\text{Prob}(U) = 2{,}457$$

La (30.38) diventa

$$(30.40) \qquad Y(X,Q) = 5X + 10(R - 2{,}457) + \frac{1300 + 1{,}3\sum_{U=R+1}^{9} (U-R)\,\text{Prob}(U)}{X}$$

Poiché X è una variabile continua, mentre R è discreta, assumiamo successivamente $\bar{R}$=0, 1, 2, ..., 9 e cerchiamo il

$$\min Y(X, \bar{R})$$

Si troverà:

- come dimensione ottima del lotto da ordinare: X'=16,3 t;
- come livello ottimo di riordino: R'= 0 t.

Nell'esempio considerato il valore di R è nullo perché la perdita di avviamento è molto piccola. In pratica R è sempre > 0.

30.12. IL MATERIAL REQUIREMENT PLANNING

Nelle pagine precedenti abbiamo considerato il flusso dei materiali nell'ambito degli stabilimenti industriali seguendo il criterio classico di determinazione del loro fabbisogno in base ai consumi registrati nel passato (tecnica del *look-back*).

Si è peraltro affermata una diversa metodologia che dimensiona il flusso dei materiali in base a fabbisogni futuri certi (tecnica del *look-ahead*); in altre parole, gli approvvigionamenti dei materiali vengono emessi solamente a fronte di ordini clienti già acquisiti, consentendo pertanto una drastica riduzione degli stock. Tale "pianificazione dei fabbisogni dei materiali" o MRP (Material Requirement Planning), richiede che ogni fase produttiva sia programmata in funzione della fase successiva.

Pertanto, il fabbisogno dei materiali da approvvigionare è determinato in base alla conoscenza di:

- programmi di produzione nell'immediato futuro;
- distinta-base dei prodotti e relativa scomposizione nei suoi componenti;
- tempi di consegna di tutti i componenti.

Sulla base di questi dati, un algoritmo matematico gestito da un sistema di programmazione, denominato appunto MRP, consente di definire ordini pianificati per ciascuna delle voci di prodotto interessate. Le quantità ordinate, pertanto, risultano essere solamente quelle richieste dagli specifici ordini presi in considerazione.

L'applicazione del MRP esige che siano soddisfatte alcune condizioni fondamentali, quali:

- i fornitori devono garantire tempi di consegna brevi e tempestivi;
- i clienti devono accettare un tempo di consegna non minore della durata del ciclo produttivo;
- il flusso produttivo interno all'azienda non deve subire interruzioni.

Pertanto, la tecnica MRP è applicabile alle produzioni su ordine, mentre le metodologie del tipo look-back sono più adatte per produzioni di beni in serie e sottesi a brevi tempi di consegna.

30.13. IL JUST IN TIME E LA TERZIARIZZAZIONE

Oltre all'utilizzo del MRP, si è assistito alla diffusione della tecnica del *just in time* (17) basata sul concetto di eliminare gli stock dei materiali e dei prodotti rispettivamente a monte e a valle della produzione, grazie anche all'impiego di sistemi informatici.

(17) Con il termine *just in time* si intende l'organizzazione del flusso dei materiali tale che questi pervengano sul posto in cui sono richiesti proprio nel momento in cui servono.

Senonchè, imprevisti, scioperi, alluvioni ed altro ancora non consentono che l'arrivo dei materiali occorrenti avvenga sempre in tempo reale. Pertanto, all'atto pratico il *just in time* si può attuare solo in certe situazioni, adeguatamente programmate nella fase progettuale di un nuovo stabilimento. In proposito, si consideri una azienda produttrice di prodotti finiti attraverso il montaggio di componenti provenienti da più fornitori: per soddisfare il criterio del *just in time* è necessario che i fornitori producano tali componenti in prossimità dell'azienda stessa e li alimentino percorrendo tragitti di lunghezza limitata (fig. 30.91.) In caso contrario, una molteplicità di imprevisti consiglierebbe di prevedere comunque un magazzino, nel quale, ovviamente, dovrebbero essere ridotte al minimo le giacenze e facilitati i prelievi dei materiali (vd. capitolo VII). Quest'ultima esigenza può risultare meno impegnativa utilizzando la tecnica denominata *kanban* (che in giapponese significa cartellino): essa consiste nell'applicare ad ogni contenitore un cartellino indicante le informazioni essenziali sul prodotto contenuto. L'affissione dei cartellini consente di individuare più facilmente un certo articolo, conoscere i pezzi residui presenti nel contenitore, provvedere al reintegro ed evacuare i contenitori vuoti.

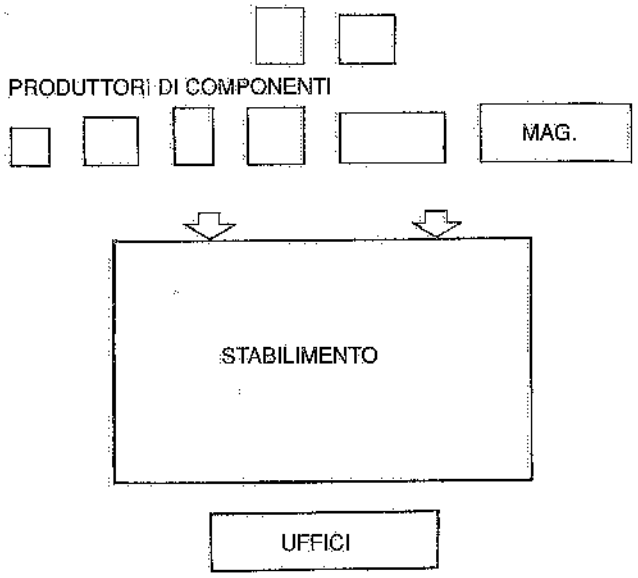


Fig. 30.91 – Lo stabilimento utilizza semilavorati, componenti e sottogruppi prodotti da aziende ubicate nelle immediate vicinanze.

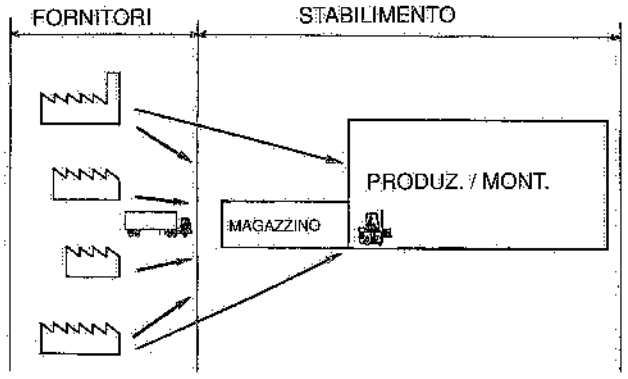


Fig. 30.92 – Terziarizzazione dell'approvvigionamento di componenti: l'azienda incaricata provvede a prelevarli dai fornitori, a immagazzinarli presso lo stabilimento di montaggio e a renderli disponibili dove e quando servono.

In alternativa, si può prevedere la gestione automatica dei magazzini, basata sull'utilizzo di *data base* informatici contenenti le informazioni relative ai prodotti (tipo, quantità, tempo di giacenza, ecc.) ed alla loro disposizione nel magazzino.

A proposito dell'approvvigionamento dei materiali occorrenti agli stabilimenti produttivi, si è diffuso il ricorso alla *terziarizzazione logistica*, che consiste nell'affidare a terzi la gestione dell'immagazzinamento, del trasporto e della alimentazione dei componenti fino ai posti di lavoro in cui essi servono (fig. 30.92), liberando le aziende produttive da tali incombenze.

A maggior ragione, per la distribuzione dei prodotti finiti viene terziarizzato il servizio ai clienti alleggerendo i produttori di compiti non strettamente connessi con il *core business* (18) aziendale, che è quello di acquisire e innovare le proprie tecnologie e migliorare la qualità dei prodotti. L'esigenza della terziarizzazione logistica dei prodotti finiti è andata crescendo con l'importanza assunta da ipermercati e supermercati, ormai in grado di dettare regole sempre più vincolanti. E i terzisti immagazzinano prodotti finiti di più aziende, ricevono direttamente gli ordini, preparano spedizioni multiprodotto e fanno le consegne ai clienti in tempi ristretti (fig. 30.93). Questi i principali motivi per cui si pro-pongono sul mercato i *terzisti*, vere e proprie società – sempre più spesso internazionali – pronte a ritirare i prodotti finiti di più aziende, immagazzinarli e distribuirli sul mercato con loro mezzi di trasporto, rispondendo ai produttori del tipo di servizio, della sua qualità e rapidità (precisati in contratto e controllati dai produttori).

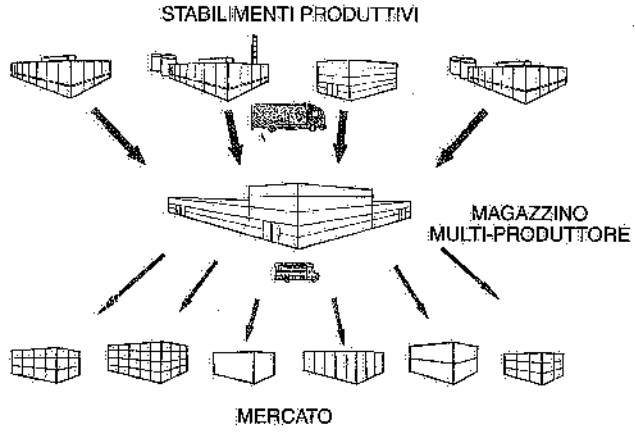


Fig. 30.93 – L'operatore logistico preleva e immagazzina i prodotti di più aziende, per poi effettuare in tempi ristretti le consegne ai clienti finali.

In sintesi, la terziarizzazione (o *outsourcing*) consente di ridurre il numero dei magazzini dei produttori, razionalizzare il trasporto delle merci ed ottimizzare la *supply chain* (19) in termini di tempi e costi.

È ovvio che per garantire il corretto flusso delle merci è necessario un puntuale e tempestivo scambio di informazioni fra clienti, terzisti e produttori.

A tale fine, sono disponibili sistemi informatici, denominati *Enterprise Resource*

(18) *Core business*: attività qualificanti di un'azienda, che la caratterizzano sul mercato.

(19) *Supply chain*: comprende le attività di fornitori, produttori, logistici, trasportatori e distributori con l'obiettivo di migliorare il flusso delle merci ed il servizio ai clienti.

Planning (ERP), che consentono di informare e controllare in tempo reale tutte le aziende coinvolte nel medesimo flusso logistico. E si definisce *supply chain management* il coinvolgimento di tutte le aziende interessate dallo stesso processo di produzione e distribuzione di merci al fine di migliorare il servizio ai clienti.

30.14. BIBLIOGRAFIA

R. Leclére, *Les stockages dans la production, la distribution et la vente*, Parigi, Compagnie française d'editions.

A. Briggs, *Warehouse operations planning and management*, New York, John Wiley e Sons.

G. Salzer, *Stetigförderer*, Mainz, Krausskopf Verlag.

A. Hugon e R. Traverse, *Le complexe usinier*, Editions Eyrolles, Parigi.

M. Pierre, *Implantation et Manutentions*, Parigi, Dunod.

V. Zignoli, *Costruzioni metalliche*, Torino, UTET.

J. Ramond, *De l'influence des engins de manutention sur la construction des casiers à palettes qu'ils desservent*, Manutention Stockage, n. 181.

M. e A. Reimbert, *Silos: traité théorique et pratique*, Parigi, Eyrolles.

C. Mistrangelo, *Provvista e distribuzione di acqua potabile*, Milano, Hoepli.

J. Magee, *Programmazione della produzione e controllo delle giacenze*, Milano, F. Angeli.

B. Giardina, *Introduzione alla ricerca operativa*, Milano, F. Angeli.

31. Arrivo e spedizione dei materiali

31.1. GENERALITÀ

L'arrivo e la partenza dei materiali occorrenti o prodotti in uno stabilimento industriale possono avvenire, nella maggior parte dei casi, in uno dei seguenti modi:

- via strada;
- via ferrovia;
- via acqua (canale, mare, ecc.).

Tralasciamo, in questa sede, il caso degli arrivi e delle partenze per via acqua e prendiamo in considerazione le altre due modalità.

Parlando di arrivi e di partenze via strada, intendiamo riferirci rispettivamente al rifornimento dei materiali occorrenti per le lavorazioni che si svolgono in uno stabilimento ed alla spedizione dei prodotti finiti mediante *veicoli stradali* (autocarri, autotreni, semitrailer o semirimorchi).

Le partenze e gli arrivi via ferrovia riguardano il caso in cui i materiali pervengono allo stabilimento e ne dipartono mediante *carri ferroviari*.

Riferendoci dunque specificamente al caso degli arrivi e delle partenze dei materiali per via stradale e ferroviaria, vediamo secondo quali direttive si imposti la scelta dei sistemi più convenienti per il carico e lo scarico dei materiali stessi.

Noto che sia il mezzo di trasporto esterno allo stabilimento, devono essere individuate le caratteristiche dei materiali e cioè il loro stato fisico, la loro forma, il loro peso, nonché i quantitativi che mediamente arrivano o partono dallo stabilimento.

Anche dal punto di vista del carico e dello scarico, come già per l'immagazzinamento, si possono avere:

a) unità di carico;
b) colli e materiali diversi;
c) prodotti speciali;
d) materiali alla rinfusa;
e) liquidi e gas.

L'impiego di unità di carico consente di adottare impianti di carico e scarico caratterizzati da prestazioni elevate. È pertanto raccomandabile un attento esame dei

materiali in arrivo e in partenza da uno stabilimento industriale allo scopo di ricondursi, ogni volta che ciò risulta possibile, al caso di unità di carico.

La scelta delle unità di carico più convenienti per i trasporti esterni deve essere effettuata tenendo conto delle esigenze di movimentazione dei materiali nell'interno dello stabilimento. Più in generale, si devono prendere in considerazione ed armonizzare le esigenze connesse con:

- i fornitori (od i clienti), i quali, in molti casi, sono disposti ad inviare (o ricevere) la merce solo in certe confezioni od imballi;
- il sistema di carico o di scarico dei veicoli, che deve essere il più rapito e, nello stesso tempo, il più economico possibile;
- l'immagazzinamento dei prodotti finiti e la successiva alimentazione al reparto spedizione, oppure l'immagazzinamento dei materiali in arrivo ed il successivo trasporto alle lavorazioni.

Ne consegue che nella ricerca e nella scelta dell'unità di carico più conveniente, si deve anche tener conto delle altre condizioni vincolanti che si presentano prima e dopo l'operazione di carico o di scarico vera e propria.

Supponiamo dunque di aver definito, almeno in prima approssimazione, i vari tipi di carichi che possono arrivare allo stabilimento o partire dallo stesso e di averne precisate le rispettive caratteristiche di ingombro, peso ed esigenze specifiche.

Al fine di definire le possibili soluzioni dello scarico di tali materiali dal veicolo che li ha trasportati fino allo stabilimento e del carico dei prodotti finiti sui veicoli che li trasportano ai clienti, è necessario conoscere i tipi di veicoli stradali e ferroviari più frequentemente utilizzati in pratica.

31.2. VEICOLI STRADALI

Riferendoci dapprima ai veicoli stradali (autocarri, autotreni, semirimorchi), si deve anzitutto distinguere fra automezzi (1):

- del tipo scoperto (con o senza sponde), ribaltabile o meno;
- del tipo coperto o chiuso (furgonato);
- di tipo speciale: a tramoggia, a serbatoio, multibenna, ecc.

Un primo orientamento sulla scelta del tipo di veicolo più adatto per il trasporto delle merci è il seguente:

- impiego di autoveicoli speciali (figg. 31.1 e 31.2) nel caso di materiali alla rinfusa;
- impiego di veicoli scoperti nel caso di container (fig. 31.3) o di materiali ingombranti;
- impiego di veicoli chiusi – eventualmente di tipo speciale (fig. 31.4) – ed in particolare di semirimorchi, nel caso di unità di carico o colli. I semirimorchi, oltre a consentire il carico e lo scarico dei materiali senza tenere impegnata la motrice, possono in certi casi costituire essi stessi il magazzino finale dei prodotti finiti, nel senso che i materiali, a lavorazione ultimata, sono sistemati direttamente sui veicoli anziché in un magazzino vero e proprio: ciò è fattibile allorquando la merce ha una rotazione molto elevata.

A seconda delle caratteristiche del carico da trasportare, si deve di volta in volta ricercare il tipo di veicolo e la disposizione dei carichi sullo stesso, atti a consentire il miglior sfruttamento dello spazio disponibile sull'autoveicolo (e quindi il trasporto più economico), nonché le operazioni di carico e scarico nel minor tempo possibile. Nel caso di unità di carico, particolare attenzione deve essere rivolta alle

(1) Il Codice della Strada (decreto legislativo 30 aprile 1992, n. 285 e successive disposizioni correttive e integrative) definisce i seguenti veicoli per trasporto di cose:

- *autocarri*;
- *trattori stradali*, destinati al traino di rimorchi o semirimorchi;
- *rimorchi*;
- *semirimorchi*: una parte del veicolo si sovrappone all'unità motrice;
- *autocarri, rimorchi o semirimorchi per trasporti specifici*: furgoni isotermici, cisterne, betoniere, mezzi per trasporto di rifiuti solidi, di container, ecc.;
- *autotreni*, costituiti da due unità distinte, delle quali una motrice.

Le dimensioni massime dei veicoli, compreso il carico, non devono eccedere: 2,55 m in *larghezza* (2,60 m se trasportano merci deperibili in regime di temperatura controllata); 4 m in *altezza*; 16,50 m in *lunghezza* nel caso degli autoarticolati ed autosnodati e 18,75 m nel caso degli autotreni e filotreni.

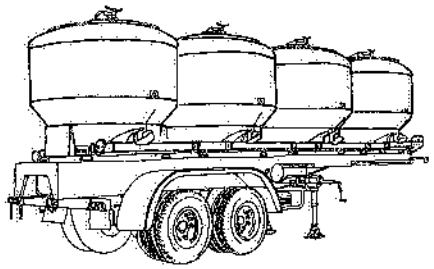


Fig. 31.1 – Serbatoi montati su autocarro per il trasporto di cemento: lo scarico è effettuato pneumaticamente.

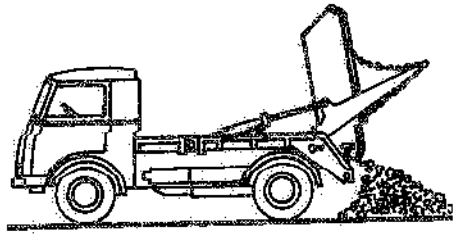


Fig. 31.2 – Autocarro con cassone ribaltabile.

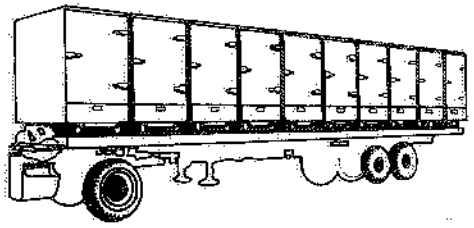
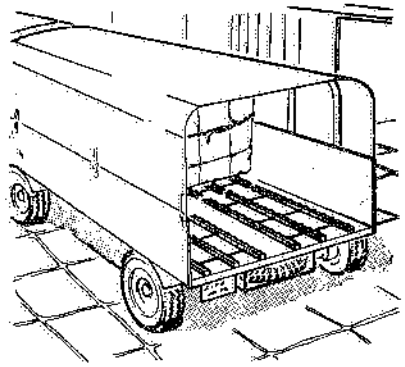


Fig. 31.3 – Autocarro scoperto impiegato per il trasporto di container.



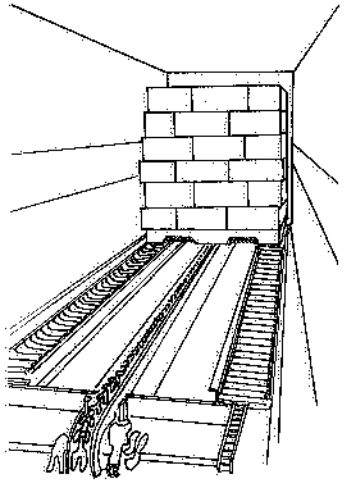


Fig. 31.4 – Autocarri furgonati attrezzati con rulli per facilitare le operazioni di carico e scarico dei materiali.

dimensioni delle stesse, ed in special modo alla larghezza: infatti, se, ad esempio, si prendono in considerazione le norme UNI sulle palette e le standardizzazioni sui contenitori adottate in molte aziende, ci si trova di fronte a valori della larghezza pari a 80 cm oppure a 120 cm, contro una larghezza utile del pianale degli autocarri pesanti pari a 240÷245 cm: in tali condizioni, la possibilità di disporre – nel senso della larghezza – rispettivamente tre o due unità di carico è puramente teorica, in quanto non tiene conto degli immancabili franchi fra una unità di carico e l'altra; pertanto – con quelle dimensioni delle unità di carico – l'utilizzazione del pianale può risultare insoddisfacente. Più elastica è invece la scelta della seconda dimensione in pianta dell'unità di carico.

31.3. VEICOLI FERROVIARI

Per i veicoli ferroviari si può fare una distinzione analoga a quella considerata per gli autoveicoli. Sono infatti disponibili:
- carri ferroviari scoperti (con o senza sponde);
- carri ferroviari coperti o chiusi;
- carri speciali (a cisterna, a tramoggia, ecc.).

Anche nel caso dei veicoli ferroviari si cerca – ove possibile – di impiegare unità di carico forcolabili e sovrapponibili. L'impiego di palette e contenitori unificati è reso più conveniente dal fatto che il loro trasporto per ferrovia è gratuito all'andata (purché il relativo peso non superi il 15% del peso delle merci trasportate) ed è dimezzato nel viaggio di ritorno.

È stato inoltre costituito, fra le ferrovie europee ed aziende interessate, un "pool delle palette", unificate e scambiabili, che – quando sussiste la condizione relativa al peso sopra indicata – non solo assicura il trasporto gratuito all'andata, ma non comporta costi di ritorno.

In generale, è consigliabile esaminare caso per caso la possibilità di impiegare container, specie se il trasporto viene effettuato mediante carri ferroviari aperti. Per i vagoni chiusi, una limitazione all'impiego di tali contenitori proviene dalla larghezza dell'apertura di ingresso, che, nella maggior parte dei carri, risulta di 1,60 m, mentre solo per alcuni tipi raggiunge i 2 m. Sempre nel caso di vagoni chiusi (o con sponde non ribaltabili), sussiste la difficoltà di spostare i carichi dentro il vagone. È per questi motivi che in alcuni Paesi sono stati realizzati carri ferroviari chiusi con le fiancate laterali completamente apribili o quasi (fig. 31.5). In tal modo, risultano facilitati il carico e lo scarico delle unità di carico di grandi dimensioni.

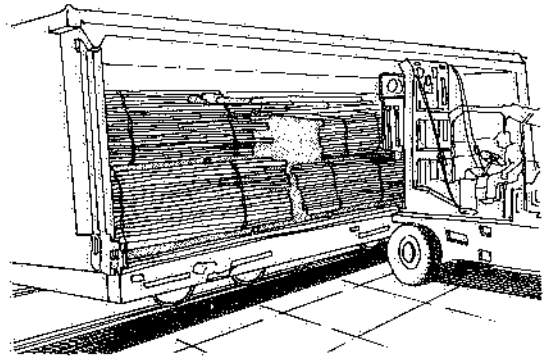


Fig. 31.5 – Carro ferroviario con fiancate laterali costituite da saracinesche che, avvolgendosi, consentono di effettuare agevolmente il carico e lo scarico di unità di carico di grandi dimensioni.

Per il trasporto di materiali alla rinfusa si ricorre in genere a carri speciali (fig. 31.6) oppure a carri ferroviari chiusi o con sponde. Le figg. 31.7, 31.8, 31.9, 31.10 e 31.11 illustrano alcuni impianti o dispositivi per il carico e lo scarico di tali carri.

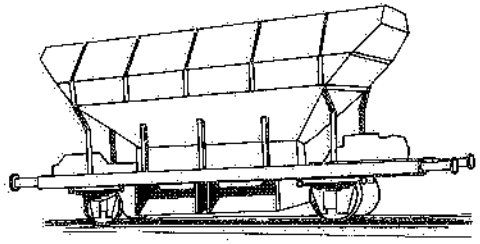


Fig. 31.6 – Vagone a tramoggia per il trasporto di materiali alla rinfusa.

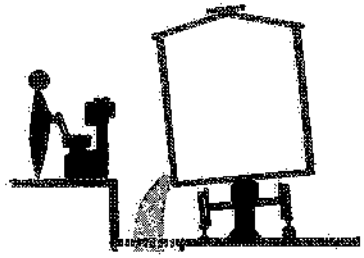


Fig. 31.7 – Schema di un impianto di scarico di carri ferroviari sotto l'impulso di oscillazioni e grazie all'inclinazione del vagone.

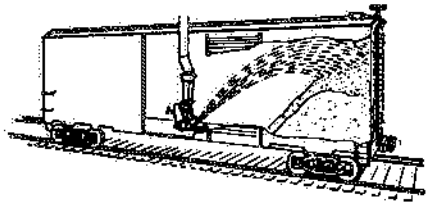


Fig. 31.8 – Carico mediante lanciaterra di materiale alla rinfusa su un carro ferroviario chiuso.

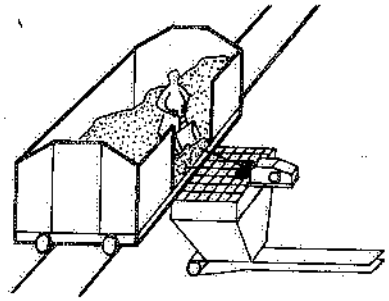


Fig. 31.9 – Scarico in una tramoggia del materiale alla rinfusa contenuto in un carro ferroviario.

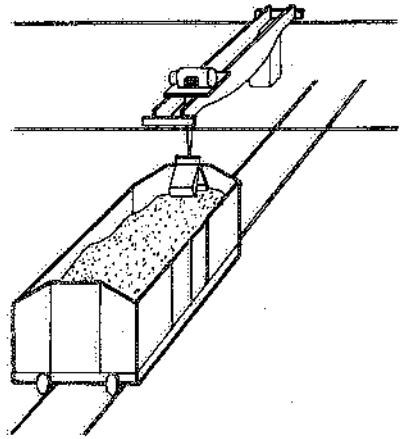


Fig. 31.10 – Gru con benna per il carico (o lo scarico) di un carro ferroviario.

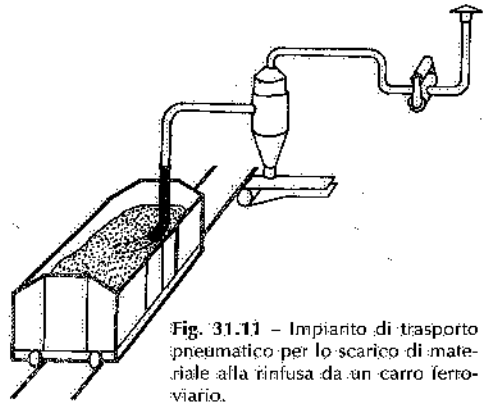


Fig. 31.11 – Impianto di trasporto pneumatico per lo scarico di materiale alla rinfusa da un carro ferroviario.

31.4. BANCHINE

Le banchine sono sovente indispensabili per il carico e lo scarico dei materiali.

Gli elementi caratteristici di una banchina sono l'altezza e la profondità. L'altezza è difficile da stabilire con precisione nel caso che alla banchina si accostino veicoli stradali: infatti, l'altezza dei pianali dei veicoli stradali è variabile da un tipo all'altro, e, per ogni tipo di veicolo, varia in relazione al carico trasportato, alla pressione dei pneumatici e così via. In tali condizioni, non è possibile costruire banchine il cui piano di lavoro coincida con il pianale dei veicoli stradali. Si deve quindi adottare un'altezza media della banchina, salvo poi collegare quest'ultima con il pianale dei veicoli mediante una rampa di carico regolabile (vd. §31.5). Generalmente, tale altezza varia da 1 m a 1,30 m e viene scelta, sovente, in base all'impiego della banchina come zona di carico o di scarico. Nel primo caso, infatti, il mezzo arriva normalmente senza carico a bordo e quindi con il pianale più elevato rispetto al piazzale; nel secondo caso, il mezzo arriva carico e quindi con il pianale abbassato. Sia in un caso che nell'altro, durante la manovra di carico-scarico il pianale del mezzo si abbassa o si alza e l'adeguamento alla banchina ha luogo tramite la rampa regolabile. Si preferisce il livello più alto delle banchine per l'accostamento di veicoli con maggiore portata in quanto questi, a vuoto, hanno il pianale nella posizione più elevata.

Lo stesso discorso è valido per i carri ferroviari, la cui altezza di pianale, nella maggior parte dei casi, varia approssimativamente fra 1,05 m e 1,20 dal filo superiore delle rotaie. Quando il carro ferroviario è carico, tali altezze diminuiscono, ma meno che nel caso degli autoveicoli. Le Ferrovie dello Stato indicano come altezze di banchina – riferite al piano superiore della rotaia – 1,05 m e 1,20 m (quest'ultimo valore riguarda i "magazzini attrezzati per la palettizzazione delle merci").

La tabella 14.II precisa non solo le distanze minime cui devono trovarsi le banchine dal binario ferroviario, ma anche tali altezze.

Particolare attenzione va rivolta all'accostamento degli autoveicoli alla banchina, nel caso in cui tale manovra venga effettuata con retromarcia: deve essere infatti evitato l'urto della parte posteriore del veicolo contro la banchina. Se il veicolo che effettua la manovra di accostamento è sempre lo stesso, si ricorre a semplici respingenti o fermi, disposti a terra, a distanza opportuna dalla banchina, contro i quali vanno a urtare le ruote posteriori del veicolo (fig. 31.12a).

Quando invece i veicoli che devono accostare in retromarcia alla banchina non sono dello stesso tipo, si ricorre a speciali respingenti di gomma o di legno fissati sul fronte della banchina (fig. 31.12b).

Per un più preciso accostamento, il mezzo può essere collegato a un gancio, predisposto sul fronte banchina, che lo guida nella postazione di carico/scarico e lo vincola durante le relative operazioni. Sempre nel caso di autocarri che devono accostare alla banchina con manovra di retromarcia, la fig. 31.13 mostra un accorgimento relativamente semplice per il carico e lo scarico, a condizione che gli autocarri siano sempre dello stesso tipo: i veicoli sono dotati, posteriormente, di un rullo che si inserisce fra due profilati metallici di guida fissati alla banchina; il pianale di carico viene così a trovarsi allo stesso livello di quest'ultima.

La profondità da assegnare alla banchina dipende da numerose considerazioni. Se, ad esempio, sulla banchina operano dei carrelli, tale profondità deve consentire le manovre dei carrelli stessi. Così pure, se la banchina risulta trafficata da carrelli ed operatori, la sua profondità deve essere tale che non si abbiano intralci nella circolazione. Anche la forma delle banchine e lo spazio per la manovra dei veicoli che ad

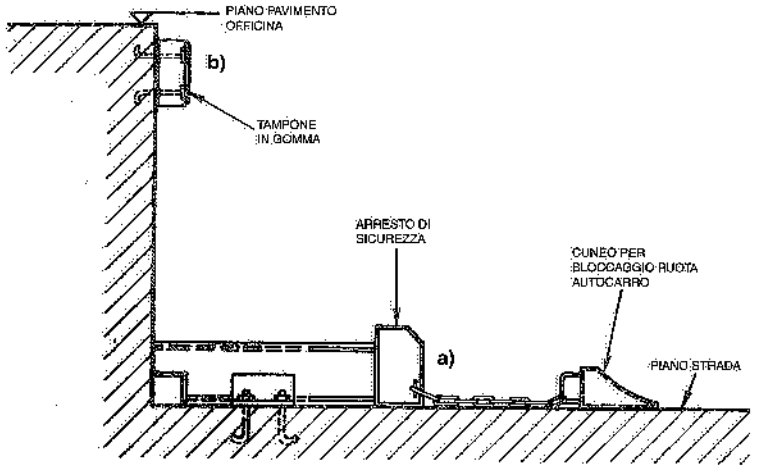


Fig. 31.12 – Accorgimenti per l'arresto dei veicoli stradali che accostano ad una banchina con manovra di retromarcia.

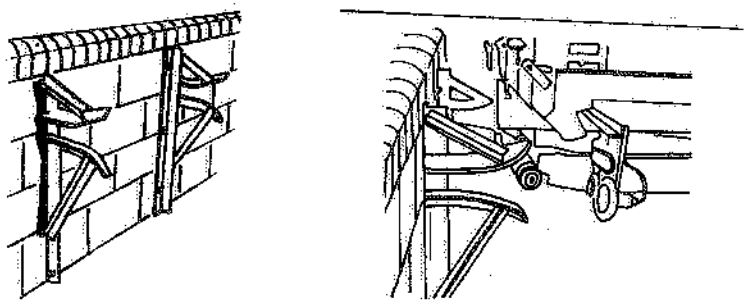


Fig. 31.13 – Dispositivi per portare a coincidere il pianale di un autocarro con il piano di calpestio della banchina.

esse devono accedere variano da caso a caso. Fattore determinante è ancora il tipo di veicoli che si accosta alle banchine; in secondo luogo, il numero dei veicoli che devono essere caricati o scaricati in una giornata, nonché il tempo richiesto da tali operazioni.

Nella fig. 31.14 sono indicate le disposizioni e le dimensioni delle banchine di carico e scarico più frequentemente adottate negli stabilimenti industriali. Sulla stessa figura è precisato lo spazio necessario di fronte alla banchina per le manovre dei veicoli.

I primi due schemi (*a-b*) riguardano il caso di autocarri e semirimorchi che debbano essere caricati o scaricati dalla parte posteriore: tali veicoli, per effettuare le

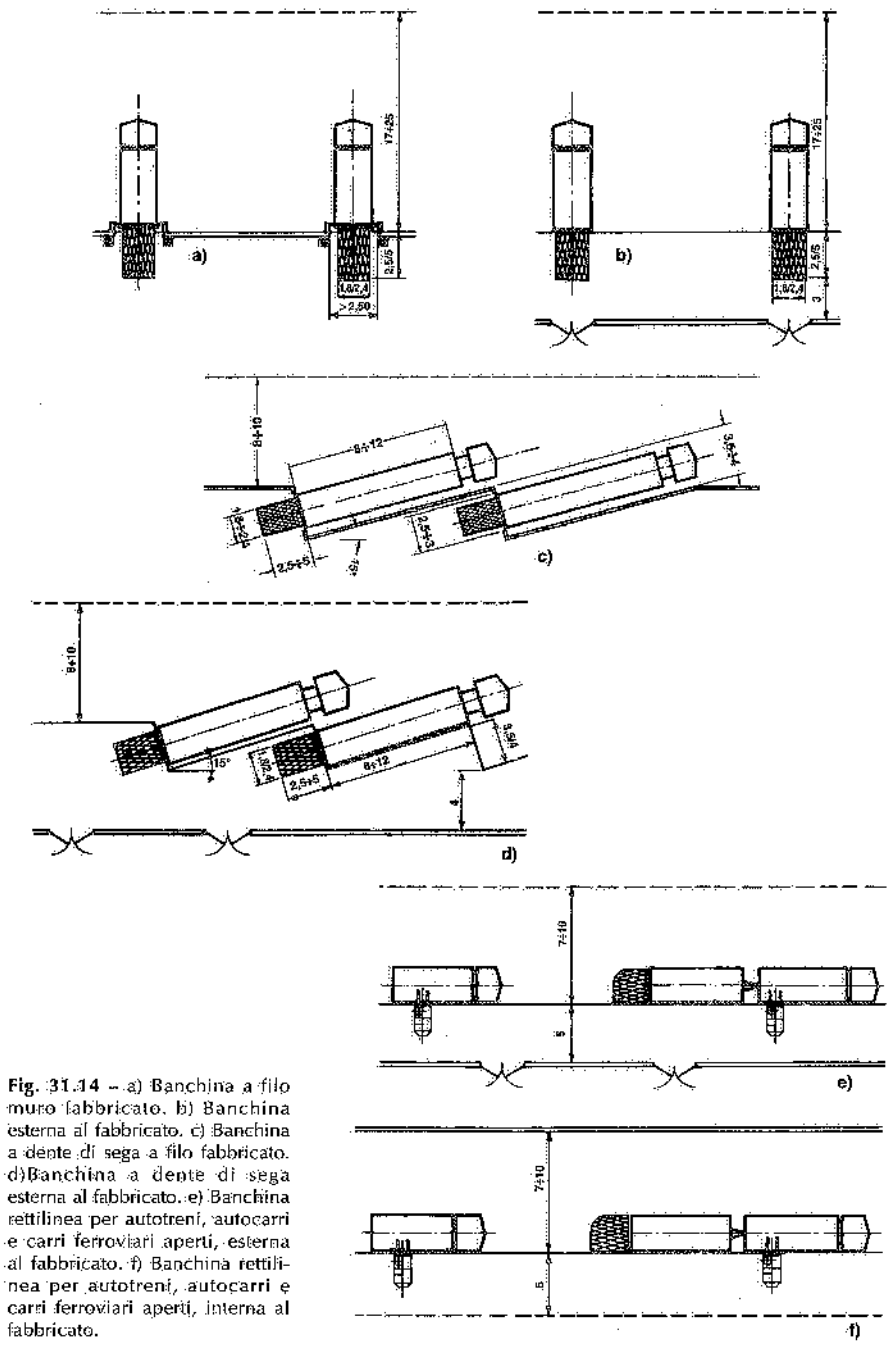


Fig. 31.14 – a) Banchina a filo muro fabbricato. b) Banchina esterna al fabbricato. c) Banchina a dente di sega a filo fabbricato. d) Banchina a dente di sega esterna al fabbricato. e) Banchina rettilinea per autotreni, autocarri e carri ferroviari aperti, esterna al fabbricato. f) Banchina rettilinea per autotreni, autocarri e carri ferroviari aperti, interna al fabbricato.

operazioni di carico e scarico, devono accostarsi alla banchina con una manovra di retromarcia. Ne consegue che lo spazio antistante deve consentire la manovra di accostamento in retromarcia. Se però si adottano opportuni accorgimenti nel disegnare il profilo (in pianta) della banchina, lo spazio destinato alle manovre degli autocarri può essere notevolmente ridotto (figg. 31.14 *c-d*).

Nel caso di autotreni, stante la difficoltà che gli stessi hanno ad effettuare la marcia all'indietro, la banchina dovrebbe essere rettilinea. Ad essa gli autotreni si affiancano (figg. 31.14 *e-f*) con manovra regolare. Anche la manovra di allontanamento degli autotreni dalla banchina non deve comportare difficoltà: a tale fine, è necessario che il movimento degli autotreni avvenga sempre nella stessa direzione. Pertanto, stabilito il tratto di banchina occupato da un autotreno (non solo per il carico o lo scarico, ma anche per le operazioni di avvicinamento e allontanamento), si determina il numero medio di autotreni per cui deve essere contemporaneamente previsto l'accesso: risulta di conseguenza nota la lunghezza totale della banchina. Il collegamento tra banchina e pianale dell'autotreno può essere affidato ad una o più pedane o rampe di carico.

Le considerazioni fatte per gli autotreni valgono anche per gli autocarri, le cui operazioni di carico e scarico vengano effettuate con il veicolo affiancato alla banchina: risulta però minore la lunghezza di banchina occorrente. È sempre consigliabile, in corrispondenza della banchina, un movimento unidirezionale degli automezzi.

Per i carri ferroviari non esistono molte possibilità di scelta: i vagoni non possono che affiancarsi all'eventuale banchina, che deve perciò essere rettilinea. Per quanto riguarda il binario ferroviario, trattandosi in genere di un raccordo, si deve evitare di ricorrere, ove possibile, a piattaforme girevoli, a curve in salita e a raggi di curvatura inferiori a 150 m.

Alcuni progettisti sostengono che non conviene realizzare banchine di carico e scarico. A favore di tale tesi essi portano le seguenti argomentazioni:

- uno stabilimento sopraelevato rispetto al livello del suolo (per ricavare la banchina di carico e scarico), risulta più costoso; inoltre, trattandosi di terreno riportato, si possono verificare cedimenti del piano pavimento;
- anche se si ricorre a discese che si abbassano sotto il piano di lavoro in modo da ottenere un dislivello (= banchina) fra il fondo della discesa ed il piano di lavoro stesso (fig. 31.15), i costi sono notevoli: oltre alle spese di costruzione, ci si deve infatti preoccupare della pulizia e della evacuazione delle acque; inoltre, la manovra degli autocarri è più lenta (specie d'inverno, se la discesa è all'aperto); infine, la discesa occupa molto spazio, in quanto la sua pendenza deve essere inferiore al 12÷15%.

Altri appunti che vengono mossi all'impiego di banchine, sono quelli relativi alla loro profondità ed altezza. Una banchina troppo stretta può infatti costituire un intralcio al flusso dei materiali in arrivo o in partenza. È vero che si può ovviare a tale inconveniente prevedendo un numero sufficiente di porte di accesso alla banchina, ma ciò significa maggiori spese per il riscaldamento dei locali in

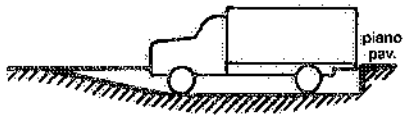


Fig. 31.15 – Banchina ricavata abbassando, per un certo tratto, il livello delle aree di sosta degli autocarri; questi vi accedono con manovra di retromarcia lungo una discesa.

inverno e per l'eventuale raffrescamento in estate. Per contro, una banchina troppo profonda costituisce un invito a depositarvi del materiale, cosicché la movimentazione risulta ugualmente intralciata.

Quando poi l'automezzo è furgonato e, come sovente avviene, l'altezza libera sopra il pianale in corrispondenza dell'apertura risulta di soli 1,60÷1,80 m, non tutti i carrelli a forche possono accedere sul pianale del veicolo, in quanto il loro ingombro in altezza è quasi sempre superiore a tale valore (si arriva fino a 3÷3,30 m nel caso di carrelli ad alto sollevamento delle forche): si rende allora necessario ricorrere a carrelli di minore ingombro (ma anche con minore altezza di sollevamento delle forche) con il rischio, nel caso di magazzini sviluppati in altezza, di dover effettuare una ripresa del carico con altro carrello o mezzo meccanico ad alto sollevamento: ci si viene cioè a trovare nelle stesse condizioni (avendo però speso di più per le banchine) di carico e scarico degli autocarri furgonati effettuati al livello del suolo (fig. 31.16).

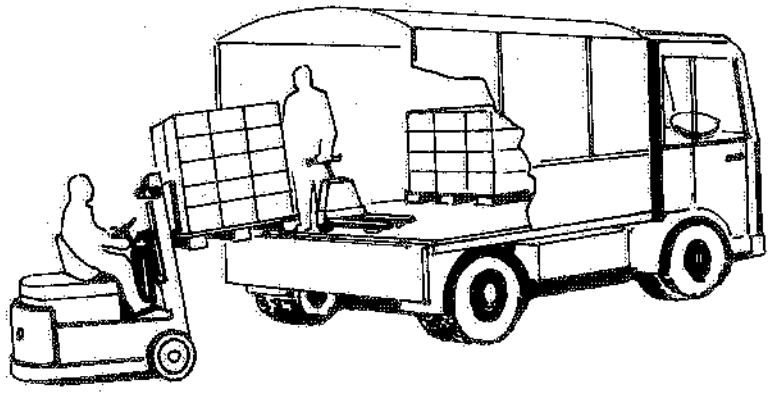


Fig. 31.16 – Carico (o scarico) di un autocarro furgonato, in zona priva di banchina, mediante un carrello a forche ed un carrello transpaletta.

Nel caso di automezzi scoperti, la presenza di una banchina riduce ad un solo lato la possibilità di effettuare le operazioni di carico e scarico. Ovviare a tale limitazione ricorrendo a banchine a pettine (fig. 31.17), che consentono di avvicinarsi al pianale del veicolo da tre lati, significa spendere di più, sprecando spazi. Senza contare che, a volte, è possibile collegare direttamente il magazzino con la zona di carico o di scarico degli autocarri scoperti mediante una monorotaia oppure con due vie di corsa sopportanti rispettivamente un paranco scorrevole o un carroponte (fig. 31.18).

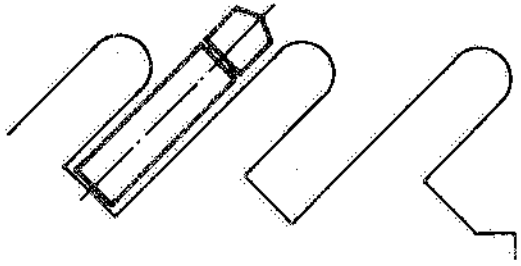


Fig. 31.17 – Banchina a pettine.

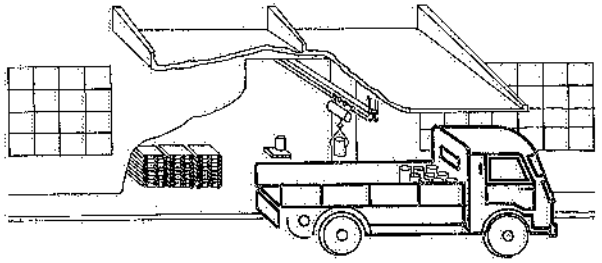


Fig. 31.18 – Un paranco scorrevole su monorotaia sospesa collega direttamente il magazzino con la zona di carico o scarico degli autocarri scoperti.

Infine, i progettisti di cui sopra fanno presente che senza banchine le operazioni di carico e scarico possono:

1) avvenire dai tre lati del veicolo, se questo è di tipo scoperto (fig. 31.19);
2) essere effettuate in qualsiasi parte dello stabilimento e quindi nei punti più vicini all'impiego o all'immagazzinamento dei materiali: all'uopo, si possono impiegare autocarri dotati di sponda posteriore mobile (fig. 31.20); oppure un raccordo carrellabile manuale e/o idraulico consente di mettere in comunicazione il piano cortile ed il pianale degli automezzi o dei carri ferroviari (fig. 31.21); ovviamente, per la movimentazione del raccordo occorre uno spazio adeguato in considerazione della sua lunghezza (da 12 a 17 m); se poi i carichi lo consentono, le operazioni di carico e scarico possono anche essere effettuate mediante convogliatori a nastro mobili (fig. 31.22), scivoli o simili;
3) utilizzare una piattaforma elettroidraulica regolabile in altezza che, inserita nel piazzale (fig. 31.23) o carrellabile, permette – sollevandosi – di collegare il piazzale stesso con il pianale dei furgoni o degli autocarri; nel caso che la piattaforma

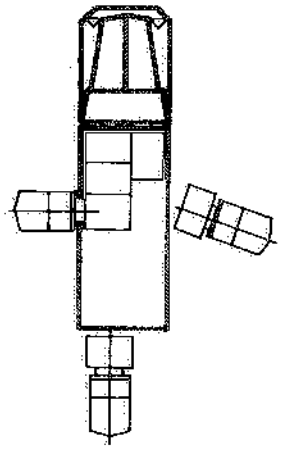


Fig. 31.19 – Le operazioni di carico o scarico di un autocarro scoperto, effettuate in assenza di banchine, possono avvenire da tre lati del veicolo.

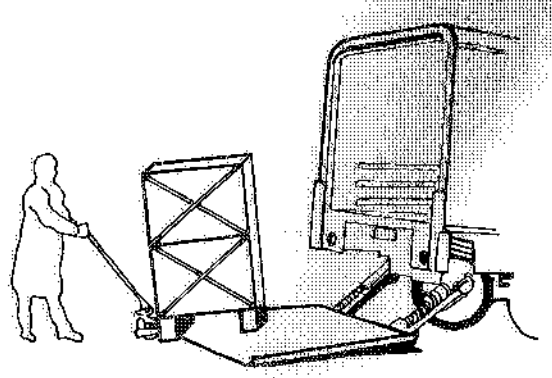


Fig. 31.20 – Un impianto idraulico consente di rovesciare ed abbassare la sponda posteriore dell'autocarro e di utilizzarla come piattaforma di carico.

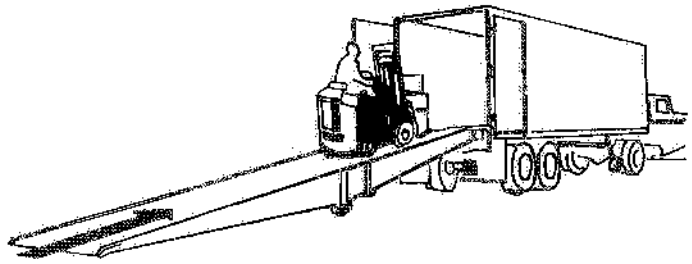


Fig. 31.21 – Carico tramite raccordo carrellabile.

sia installata al piano piazzale, si deve verificare che il piano mobile della piattaforma a riposo sopporti l'eventuale transito di autocarri.

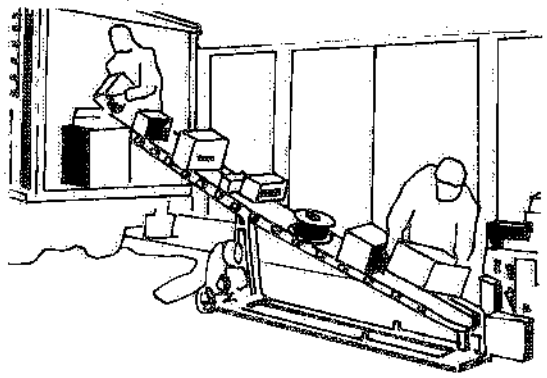


Fig. 31.22 – Carico di un autocarro mediante trasportatore a nastro mobile.

31.5. RAMPE, PEDANE e PIATTAFORME

Le rampe, le pedane e le piattaforme hanno lo scopo di mettere in comunicazione il pianale dei veicoli da caricare o scaricare con la banchina.

La norma UNI EN 1398 definisce le rampe e le pedane di carico regolabili "dispositivi fissi o mobili utilizzati per colmare la distanza fra una banchina di carico ed il pianale dei veicoli (che può trovarsi a livelli differenti)". La stessa norma indica inoltre i tipi costruttivi di base (fig. 31.24) e precisa che la loro larghezza deve superare di almeno 0,70 m quella dello scartamento del mezzo di trasporto e non deve essere minore di 1,25 m.

Nella citata fig. 31.24 sono visibili pedane e rampe regolabili che – essendo dotate di brandeggio – collegano il piano banchina con il pianale dell'autocarro o del carro ferroviario; le rampe, avendo un labbro telescopico o incernierato, consentono ai carrelli elevatori, utilizzati per le operazioni di carico/scarico, di superare senza ostacoli le pendenze tra banchina e pianale del veicolo (fig. 31.25 a-b). In proposito, si deve tenere conto del tipo di carrello e dei relativi limiti di pendenza superabili, di solito non superiori a 8-10% (2).

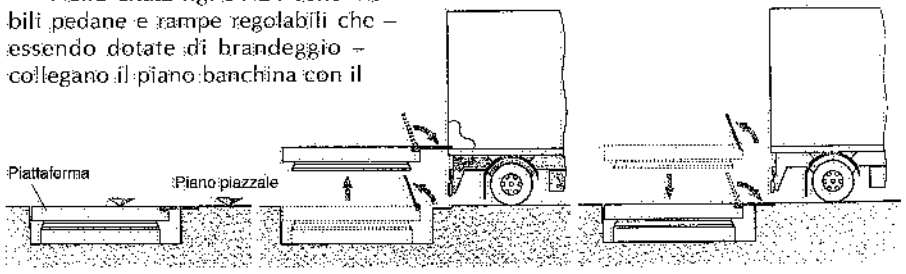
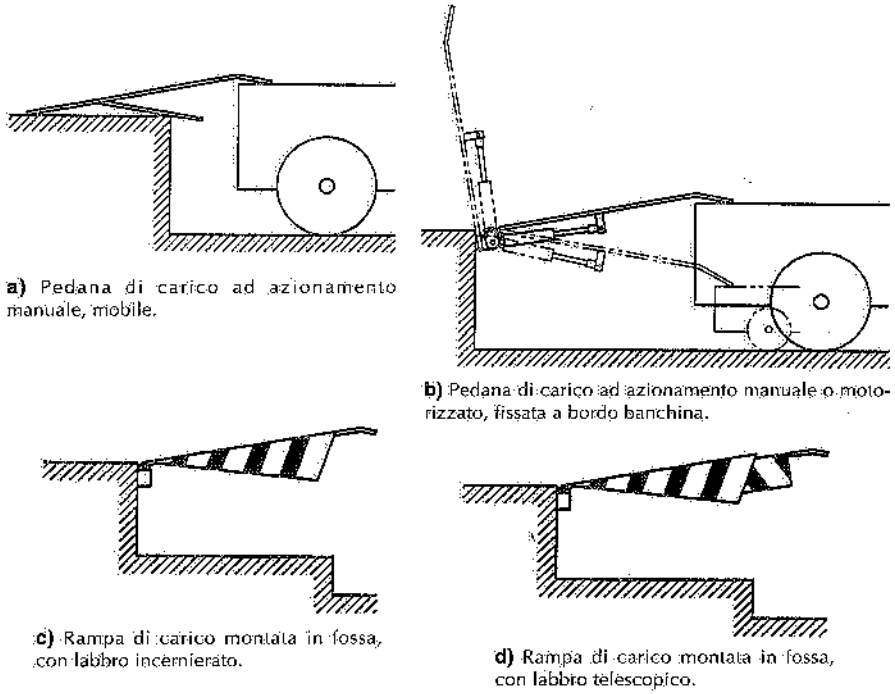


Fig. 31.23 – Piattaforma livellatrice installata a piano piazzale.



a) Pedana di carico ad azionamento manuale, mobile.

b) Pedana di carico ad azionamento manuale o motorizzato, fissata a bordo banchina.

c) Rampa di carico montata in fossa, con labbro incernierato.

d) Rampa di carico montata in fossa, con labbro telescopico.

Fig. 31.24 – Tipi di pedane e rampe di carico regolabili (UNI EN 1398).

Talvolta, per adeguare mezzi di trasporto con pianali bassi a banchine per autocarri normali (h = 1,20 ÷ 1,30 m) si prevedono rialzi fissi o mobili che permettono alle ruote posteriori dell'automezzo di recuperare il dislivello tra quota pianale e quota banchina (fig. 31.25c): l'adeguamento dei piani è affidato a pedane di carico aventi configurazioni diverse, in lega leggera, alluminio o acciaio, spostabili manualmente o tramite carrello (fig. 31.25d).

Il collegamento tra il piano del piazzale o del fabbricato con il pianale degli automezzi o dei carri ferroviari può anche avere luogo tramite le piattaforme di cui alle figg. 31.25 e-f: tali piattaforme, tanto se interne alla banchina quanto se esterne, fisse o mobili, consentono il carico e lo scarico dei materiali tramite carrelli o transpallet, grazie anche ad elementi di raccordo manuali o idraulici.

(2) Alcuni costruttori realizzano carrelli transpallet il cui gruppo forche può sollevarsi in modo da compensare il dislivello della rampa: con tali carrelli è possibile superare pendenze fino al 15%.

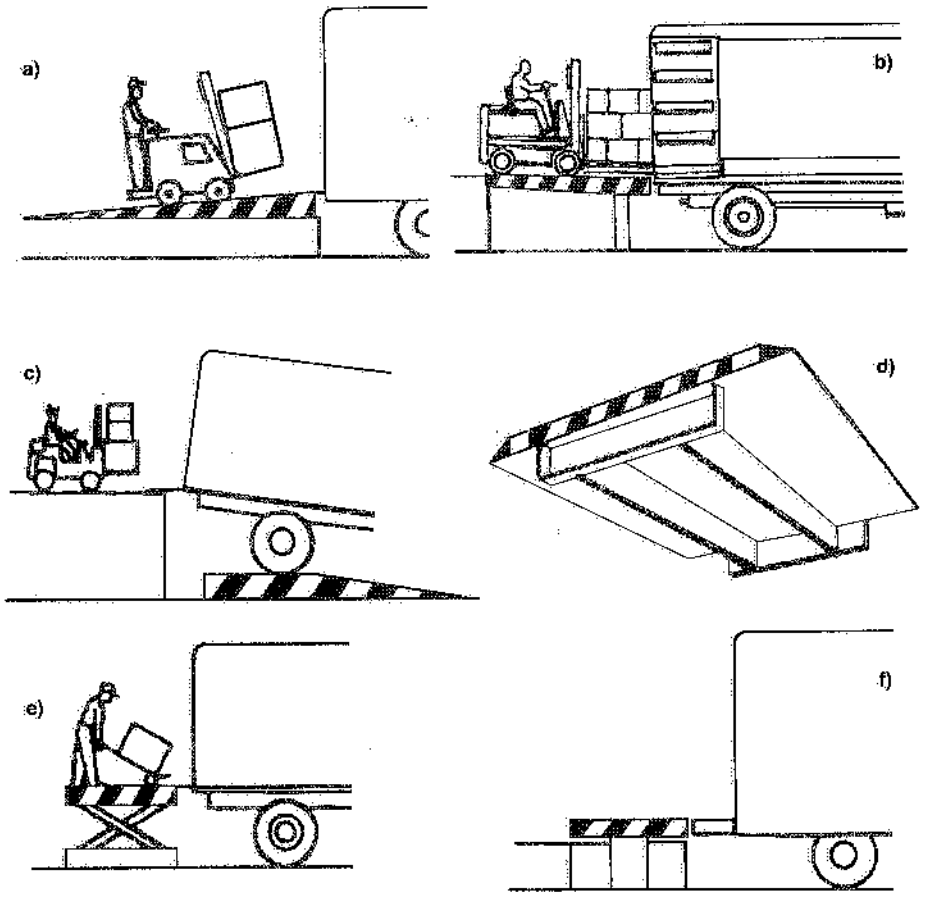


Fig. 31.25 – Rampe di carico, pedane e piattaforme: a) rampa interna alla banchina; b) rampa esterna alla banchina; c) rialzo sul piazzale; d) pedana mobile; e) piattaforma inserita nel piazzale; f) piattaforma interna alla banchina.

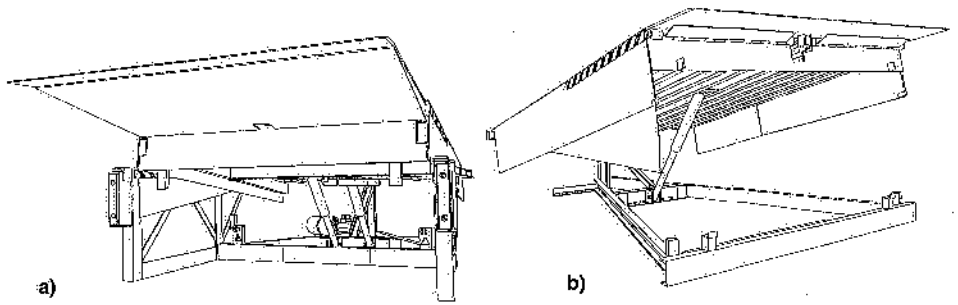


Fig. 31.26 – Rampe di carico regolabili: a) con labbro telescopico; b) con labbro incernierato.

All'occorrenza, sul piano delle piattaforme si possono installare rulli, pattini o simili per facilitare lo scorrimento dei materiali.

Le dimensioni più ricorrenti delle rampe e delle piattaforme variano da 1,80 a 2,40 m in larghezza e da 2,50 a 5 m in lunghezza.

Il piano delle rampe e delle piattaforme non portatili è in genere in lamiera di acciaio bugnato, in quanto poco sdrucciolevole.

Il comando automatico dei vari dispositivi è affidato a leve a mano, a pedale, pulsanti, comandi a distanza.

Si cita, infine, la rampa di cui alla fig. 31.27, nota anche come *dock-mobile*: essa consente la salita e la discesa dei carrelli sugli autoveicoli dalla parte posteriore; risulta cioè possibile l'accesso dei carrelli sugli autocarri (siano essi chiusi o aperti) e sugli autotreni, senza che gli stessi debbano effettuare manovre in retromarcia, ma semplicemente affiancandosi alla banchina. La rampa, infatti, può scorrere, stando in posizione verticale, lungo la banchina, fino a fermarsi dietro al veicolo; a questo punto, il piano della rampa si abbassa consentendo l'accesso dei carrelli.

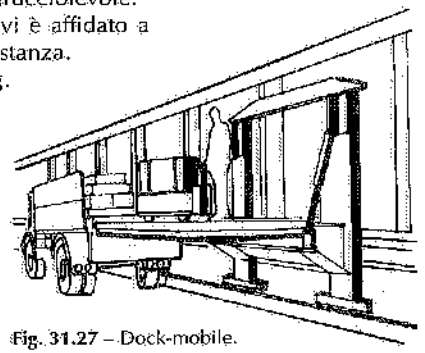


Fig. 31.27 – Dock-mobile.

Quando le operazioni di carico e/o di scarico hanno luogo presso banchine ubicate lungo le pareti perimetrali dei fabbricati, si prevedono di solito delle strutture frontali denominate *portali* o *sigillanti* (fig. 31.28), che chiudono la parte superiore ed i due lati dell'apertura: tali portali, costruiti sovente con teli in PVC, avvolgono la parte posteriore

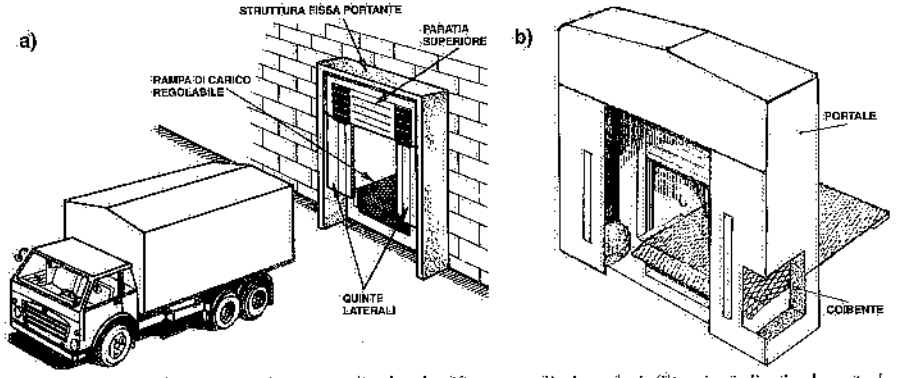


Fig. 31.28 – Portali costituiti da quinte di tela plastificata per limitare le infiltrazioni di aria durante le operazioni di carico e scarico degli autocarri furgonati.

degli autocarri furgonati. A seconda delle necessità, essi possono essere:

- a semplice lastra di avvolgimento;
- a cuscino, per assorbire – tramite schiuma poliuretanica a diversa densità – la spinta del mezzo (normalmente furgonato e/o frigorifero) che si accosta al fabbricato, realizzando la massima tenuta possibile;
- gonfiabili e/o a lamelle di gomma elastiche per aderire meglio alla sagoma del furgone;
- retraibili (fig. 31.29).

La funzione più richiesta ai portali è quella di evitare – durante le operazioni di carico

o scarico degli autocarri – elevate fughe di aria (riscaldata nella stagione invernale) e alterazioni del clima nell'ambiente interno (si pensi al caso di celle frigorifere).

La fig. 31.30 esemplifica l'impiego di porte, portoni e portali visti in precedenza per il carico e lo scarico di autocarri in uno stabilimento industriale.

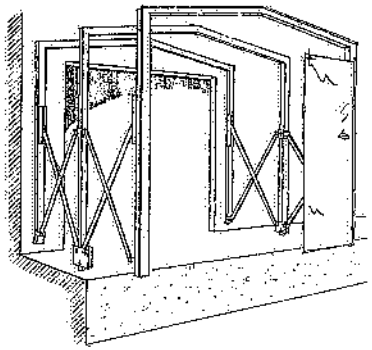


Fig. 31.29 – Portale retraibile: il fronte posteriore è fissato all'edificio, quello anteriore può scorrere su ruote

31.6. SCELTA SISTEMATICA DEI SISTEMI DI CARICO E SCARICO DEI MATERIALI

Come già si è suggerito di fare quando ci si trova di fronte a problemi che consentono più soluzioni alternative, anche la scelta dei sistemi di carico e scarico dei materiali che arrivano ad uno stabilimento industriale e ne partono sopra veicoli stradali o ferroviari, deve essere impostata attraverso uno studio sistematico di tutte le possibili soluzioni.

A tale fine, si possono elaborare appositi grafici aventi il duplice scopo di prospettare tutte le soluzioni possibili e facilitare la scelta della soluzione migliore.

Così, a titolo esemplificativo, il grafico di fig. 31.31 consente di ricercare la soluzione migliore fra i possibili sistemi di carico e scarico dei materiali trasportati su autocarri. Gli elementi che tale grafico prende in considerazione sono:

- *mezzi di trasporto*: il diagramma tiene conto dei seguenti automezzi: autocarri e semitrailer scoperti; autotreni scoperti; autocarri e semitrailer coperti; autotreni coperti; autocarri, autotreni e semitrailer coperti e con pianali a rulli o simili;

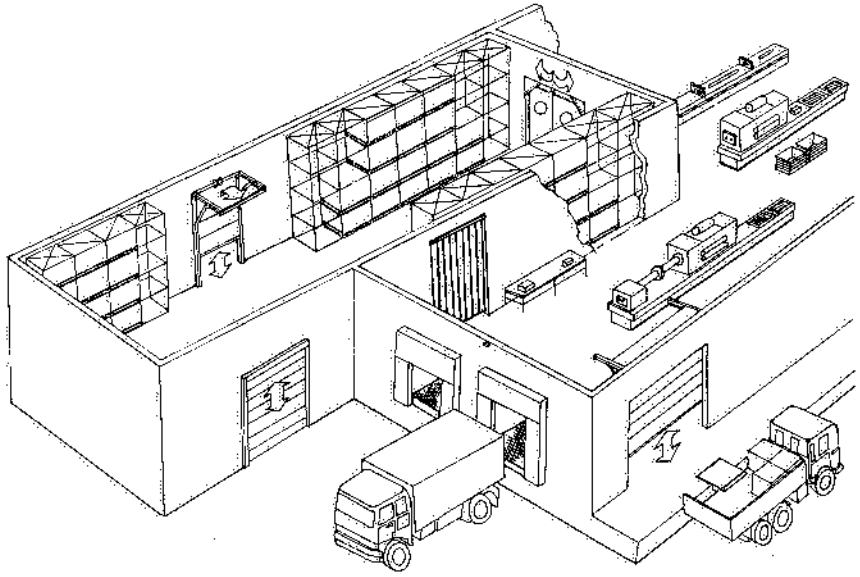
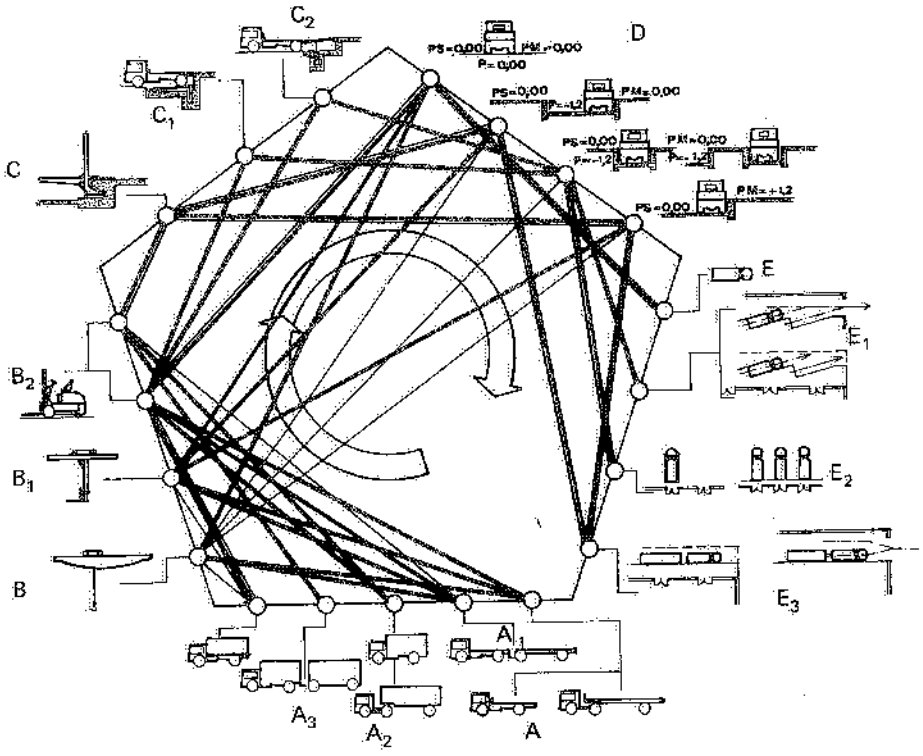


Fig. 31.30 – Postazioni delle entrate e uscite delle merci.



TIPI DI VEICOLI

A	Carri e semitrailer scoperti
A_1	Autotreni scoperti
A_2	Carri e semitrailer coperti
A_3	Carri e autotreni coperti con pianale a rulli

ALTEZZE D

Quote dei piani di appoggio ruote veicoli (P) durante lo scarico e piano magazzino (PM) riferiti al piano strada (PS)

MEZZI DI MOVIMENTAZIONE

B	Gru
B_1	Gru di impilaggio
B_2	Carrello elevatore

DISPOSIZIONE DEI VEICOLI

E	Senza particolari sistemi
E_1	Banchina a denti di sega
E_2	Accostamento di testa
E_3	Accostamento laterale

SISTEMI DI LIVELLAMENTO

C	Piattaforma scorrevole a sbalzo (dock mobile)
C_1	Rialzo mobile
C_2	Rampa regolabile

Fig. 31.31 – Diagramma per la scelta dei sistemi di carico e scarico materiali.

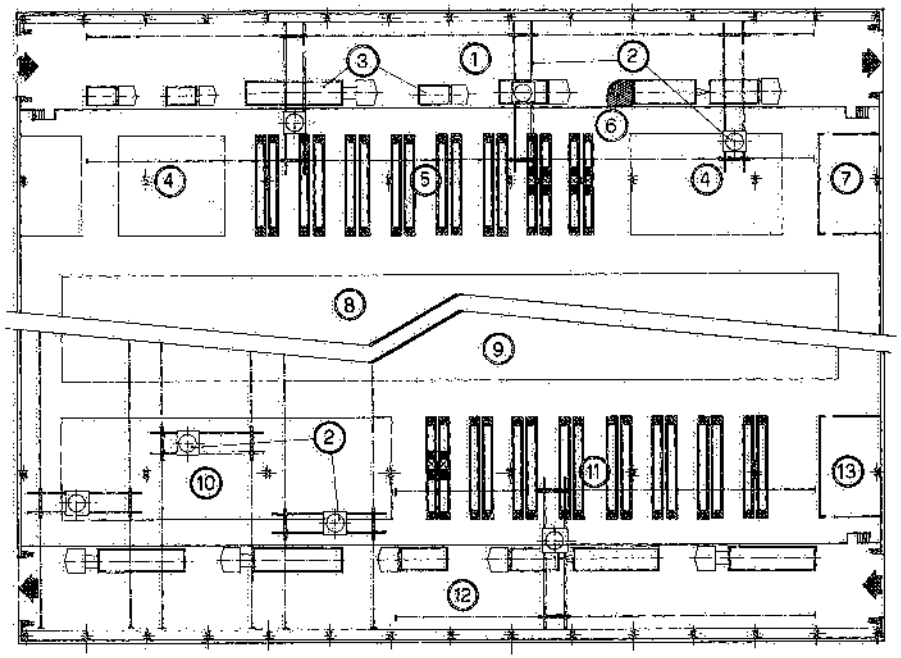
- *mezzi di carico e scarico*: il grafico considera carriponte, gru di impilaggio, carrelli elevatori a forche;
- *sistemi di livellamento*: rampe regolabili e piattaforme livellatrici agenti sul veicolo o fra banchina e veicolo;
- *altezze* della banchina e del piano di appoggio delle ruote dell'autocarro riferite al piano strada o piazzale;
- *disposizioni planimetriche* più ricorrenti dei posti di carico e scarico dei veicoli.

Si hanno pertanto di fronte le possibili soluzioni del carico e dello scarico di materiali trasportati sugli autocarri sopra elencati e che possono essere movimentati con i mezzi di trasporto interno considerati.

Partendo dal tipo di veicolo che interessa (lato A), si risale al lato B per la scelta del mezzo di carico o di scarico; di qui al lato C (tipo di rampa o piattaforma regolabile); quindi ai lati D ed E. Il tragitto suddetto va fatto seguendo sempre le linee aventi eguale spessore (le soluzioni migliori sono quelle caratterizzate da linee spesse, mentre le linee sottili sono giustificate solo da una bassa frequenza delle movimentazioni). Fra le varie soluzioni possibili, è poi facile scegliere quella migliore.

31.7. REPARTI RICEVIMENTO E SPEDIZIONE

Banchine, impianti di carico e scarico, aree di sosta e di manovra dei veicoli (stradali e ferroviari) devono essere predisposti in modo da facilitare le operazioni di carico e scarico dei mezzi, abbreviare i tempi di attesa e di lavoro, consentire un



1. Corsia autocarri nel reparto ricevimento; 2. Carriponte di impilaggio; 3. Automezzi in fase di scarico; 4. Zona di deposito unità di carico in arrivo e contenitori vuoti; 5. Piani a rulli del reparto ricevimento per controllo materiali in arrivo; 6. Dock mobile; 7. Ufficio ricevimento merci; 8. Magazzino materie prime e semilavorati; 9. Magazzino prodotti finiti; 10. Zona formazione ordini; 11. Piani a rulli del reparto spedizioni; 12. Corsia autocarri nel reparto spedizioni; 13. Ufficio spedizioni.

Fig. 31.32 – Reparto ricevimento materie prime e reparto spedizione prodotti finiti di uno stabilimento industriale.

flusso rapido e lineare dei materiali. Del resto, come già detto, tutte le movimentazioni di materiali e di mezzi che avvengono in uno stabilimento industriale devono soddisfare a tali criteri. A ciò si aggiunga l'esigenza di effettuare le operazioni di carico e scarico al riparo dalle intemperie e limitando al massimo le fughe di aria ambiente, riscaldata nella stagione fredda.

Di tutti questi vincoli si tiene conto in fase di studio dei reparti ricevimento e spedizione dei materiali. Reparti che devono essere, tra l'altro, strettamente connessi ai magazzini materie prime e prodotti finiti.

A titolo di esempio, riportiamo il layout di alcuni reparti ricevimento e spedizione realizzati presso stabilimenti industriali (figg. 31.32 e 31.33). Si notino: la corsia o la zona destinata ai veicoli (chiusa o, almeno, riparata); il sistema di carico e scarico adottato (carrelli a forche, carriponte); le zone di preparazione delle partite in spedizione e di controllo dei materiali in arrivo; l'immediata vicinanza fra reparti ricevimento o spedizione e magazzini materie prime o prodotti finiti.

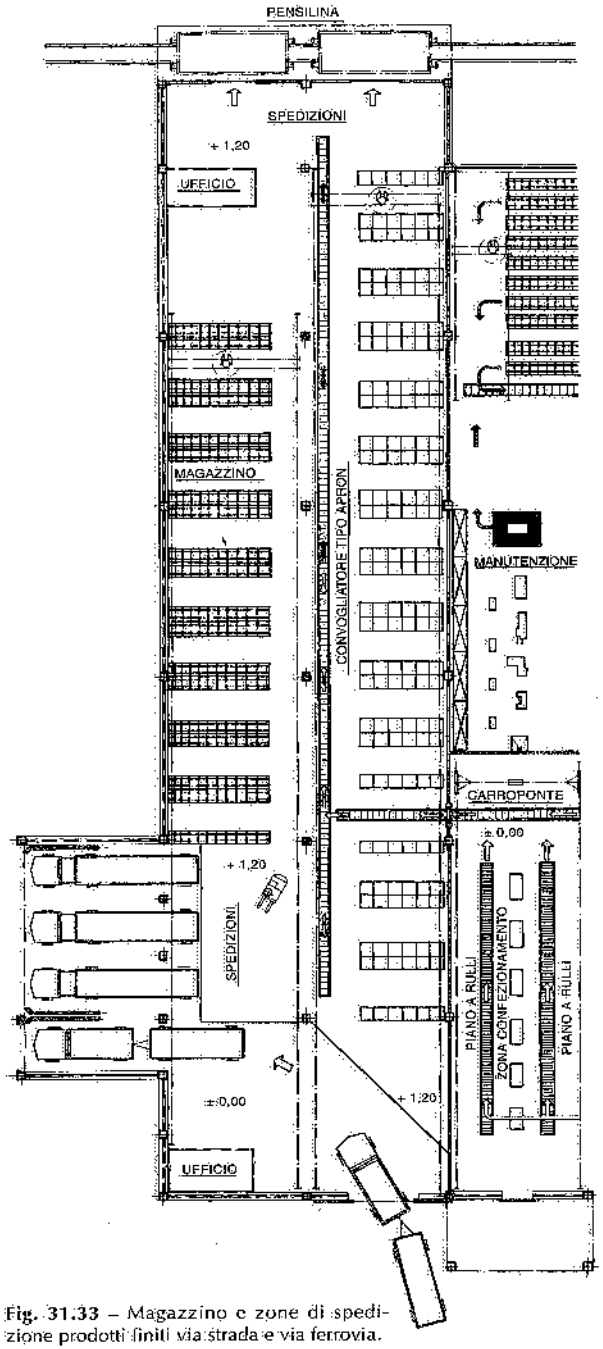


Fig. 31.33 – Magazzino e zone di spedizione prodotti finiti via strada e via ferrovia.

31.8. BIBLIOGRAFIA

V. Zignoli, *Trasporti meccanici*, Torino, Hoepli.
R. Leclére, *Les Stockages dans la production, la distribution et la vente*, Parigi, Compagnie Française d'editions.
H. Bolz e G. Hagemann, *Materials Handling Handbook*, New York, The Ronald Press Company.
A. Hugon e R. Traverse, *Le Complexe Usinier*, Edit. Eyrolles, Parigi.
Luciano s.r.l., *Documentazione tecnica*.

APPENDICE

I capitoli che seguono costituiscono un'integrazione ed un aggiornamento di alcuni argomenti trattati nel testo "Elementi di impianti industriali" pubblicato nel 1978.

L'aggiornamento tecnico e lo sviluppo dell'automazione verificatisi negli ultimi anni hanno reso necessaria questa integrazione, che pure non copre tutti i campi che hanno registrato rilevanti evoluzioni.

Gli argomenti presi in considerazione in questo aggiornamento riguardano:

I. – Sistemi di trasporto AGV
II. – Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori
III. – Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid)
IV. – Carrelli semoventi elevatori
V. – Trasloelevatori
VI. – Magazzini intensivi per unità di carico
VII. – Soluzioni di magazzini in funzione del picking
VIII. – Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni
IX. – I sistemi automatici di trasporto e la prevenzione degli infortuni
X. – Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico
XI. – Impianti automatici di rivelazione d'incendio
XII. – Protezioni antincendio nei magazzini intensivi

La relativa trattazione non risulta certamente esaustiva, ma si prefigge di fornire alcune indicazioni tecniche ai progettisti ed a chi si accinge o manifesta interesse ad approfondire le sue cognizioni su tali argomenti.

I. – I sistemi di trasporto AGV

I.1. INTRODUZIONE

L'automazione sempre più spinta delle fasi produttive ha provocato, come ricaduta, innovazioni tecniche e gestionali anche nel settore dei trasporti interni e dell'immagazzinamento dei materiali.

Tra i sistemi di trasporto interno che hanno avuto uno sviluppo rilevante, in questo capitolo prenderemo in esame quello noto sotto denominazioni quali: carrelli o veicoli a guida automatica, Automatic Guided Vehicles (AGV), Automated Guided Vehicles Systems (AGVS).

A titolo esemplificativo, nella fig. I.1 è riportato un reparto produttivo in cui il flusso dei materiali è affidato a carrelli a guida e comando automatici o AGV.

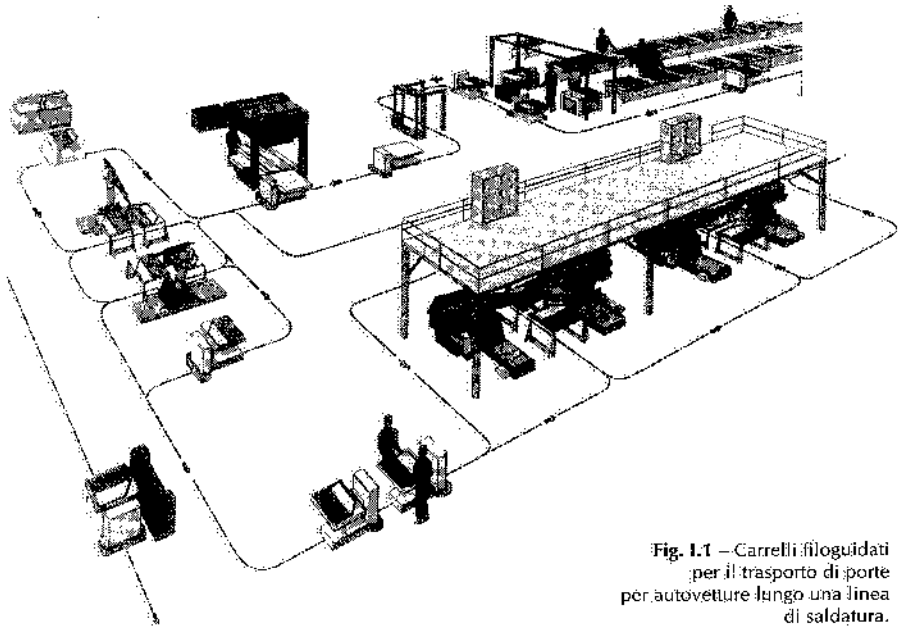


Fig. I.1 – Carrelli filoguidati per il trasporto di porte per autovetture lungo una linea di saldatura.

In linea generale, tali sistemi di trasporto sono composti da quattro componenti fondamentali (fig. I.2):

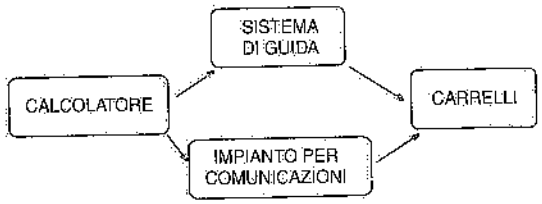


Fig. I.2 – Principali componenti dei sistemi di trasporto AGV.

a) i *veicoli* (comunemente detti *carrelli*) *a guida automatica*, che presiedono al trasporto vero e proprio e sono mossi mediante motori a corrente continua alimentata da batterie di accumulatori;
b) un *impianto* che provvede a guidare i carrelli lungo i tragitti prestabiliti;
c) un *impianto* atto a trasmettere comandi, informazioni, situazioni di carico, ecc. tra il sistema di gestione ed i carrelli e viceversa (1);
d) un *sistema di gestione* (calcolatore dedicato) dell'intero impianto AGV, che provvede alla programmazione ed all'ottimizzazione delle missioni dei veicoli, nonché al controllo del traffico.

Esaminiamo di seguito le caratteristiche costruttive e funzionali di ciascun componente dei sistemi AGV.

I.2. GUIDA DEI VEICOLI

Il sistema di guida fa seguire ai veicoli, in modo automatico, i percorsi richiesti dalle esigenze di movimentazione dei materiali proprie dello stabilimento. In sintesi e con riferimento alle realizzazioni più diffuse, tali percorsi sono definiti mediante uno dei seguenti sistemi:
- cavo inserito nel pavimento, e attraversato da corrente, che il carrello segue induttivamente;
- nastri o riscontri disposti sul pavimento o su punti fissi sopraelevati, esplorati dai carrelli mediante dispositivi ottici, teste laser o telecamere;
- memorizzazione del percorso nel calcolatore installato a bordo dei singoli carrelli: il percorso programmato può sostituire gli altri sistemi di guida solo per brevi tratti (15-20 m), stante la precisione richiesta per i movimenti dei carrelli, che pertanto si muovono soltanto a velocità ridotta (tanto minore quanto più il percorso "fuori traccia" è tortuoso).

Lo schema di fig. I.3 classifica i principali sistemi automatici di guida adottati per i carrelli AGV; sistemi che sono di seguito descritti.

Guida induttiva

È il sistema di guida più frequentemente adottato in ambienti industriali.

Un filo conduttore, normalmente costituito da un cavetto di rame (1,25 – 1,5 mm² di sezione) isolato con un rivestimento in plastica, viene inserito sotto il piano di calpestio, dentro una scanalatura larga pochi millimetri, ad una profondità massima di 15-25 mm (2); la scanalatura viene poi chiusa con resina sintetica, interponendo

(1) Tale scambio di comunicazioni può avvenire con continuità lungo tutto il percorso dei carrelli o in corrispondenza di determinati punti del tracciato.

(2) La scanalatura è alquanto più profonda (20-30 mm), ma il suo fondo viene cosparso di sabbia.

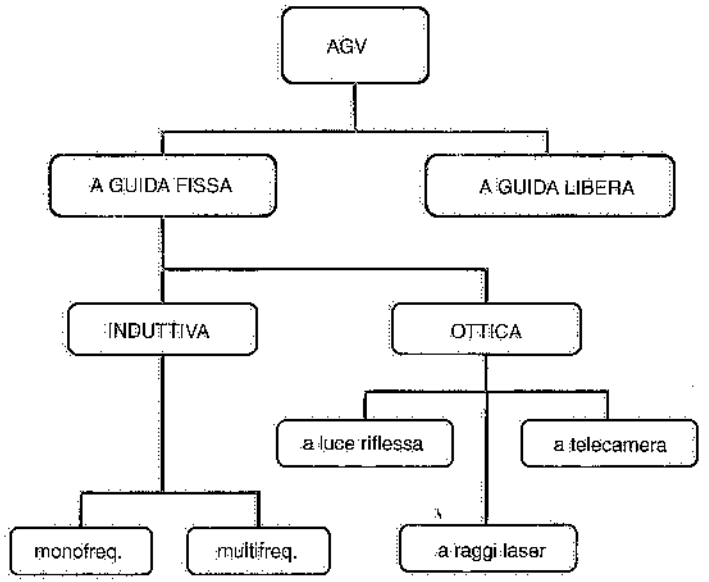


Fig. I.3 – Classificazione dei più diffusi sistemi di guida dei carrelli AGV.

uno strato di gomma spugnosa o simili, al fine di consentire leggeri spostamenti del conduttore rispetto alla resina (fig. I.4).

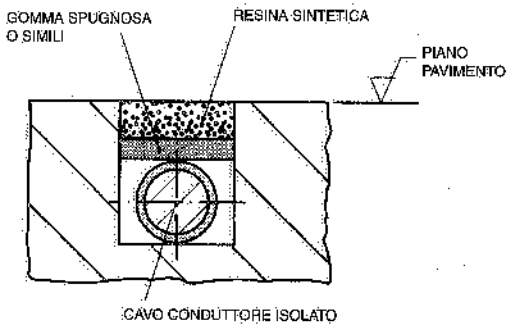


Fig. I.4 – Modalità di posa del cavo che presiede alla guida induttiva.

In corrispondenza dei giunti di dilatazione del pavimento si predispongono accorgimenti atti ad evitare che il filo venga strappato in conseguenza di possibili assestamenti del pavimento (fig. I.5).

Un apposito generatore di frequenza alimenta il filo conduttore con una corrente elettrica alternata a bassa tensione (intensità 100-400 mA, tensione fino a 50 V) e di una determinata frequenza (tra 1 e 100 kHz): si genera così un campo magnetico – concentrico con il cavo a pavimento (fig. I.6) – che individua il percorso dei carrelli destinati al trasporto dei materiali (3); infatti, il cavo è installato lungo tutti

(3) L'intensità del campo magnetico H (*forza magnetica* in elettrotecnica) generato da una corrente di intensità i (ampere), risulta:

$$H = \frac{i}{2\pi r}$$

dove r (metri) è la distanza dall'asse del conduttore.

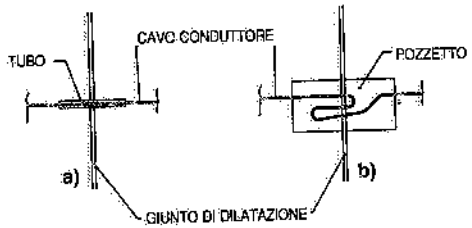


Fig. I.5 – Predisposizioni in corrispondenza dei giunti di dilatazione del pavimento.

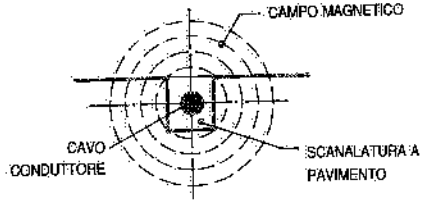


Fig. I.6 – La corrente elettrica che passa nel cavo genera un campo magnetico.

i tragitti che i carrelli possono essere chiamati a compiere per lo svolgimento dei compiti loro assegnati. Va da sé che il filo conduttore forma un circuito chiuso con il generatore di frequenza (fig. I.7).

Fig. I.7 – Il generatore di frequenza alimenta il cavo installato lungo il percorso degli AGV.

Per non influenzare il campo magnetico generato dal filo induttivo, si deve evitare la presenza di elementi metallici a distanze dal cavo inferiori a 50-150 mm (a seconda della massa di tali elementi). Anche eventuali cavi elettrici di potenza devono trovarsi a distanza di almeno 200 mm.

I veicoli sono dotati di sensori magnetici costituiti da bobine od antenne che rilevano il campo magnetico irradiato dal filo-guida (fig. I.8): riferendoci – per semplicità

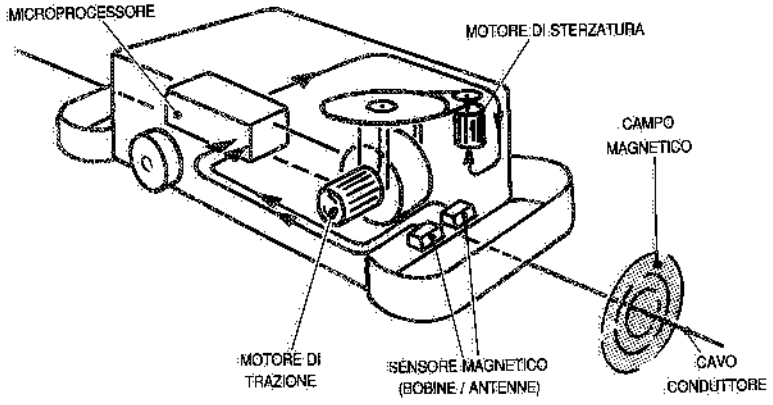


Fig. I.8 - Schematizzazione delle apparecchiature previste a bordo carrello per la guida induttiva.

descrittiva – al caso che il sensore magnetico sia costituito da due bobine, se le tensioni indotte nelle bobine sono uguali, vuol dire che il carrello si trova esattamente sopra il filo guida; se invece le tensioni differiscono, il veicolo non è centrato sul filo induttivo: in tale caso, attraverso un amplificatore operazionale ed un microprocessore installato a bordo del carrello, si discrimina un segnale di uscita che aziona il motore di sterzatura in modo da riportare il veicolo in posizione simmetrica rispetto alla pista. Ovviamente i carrelli mantengono un movimento leggermente oscillante rispetto al filo-guida: lo scostamento massimo è comunque inferiore a 20 mm.

In genere, i veicoli non seguono un percorso unico, ma devono compiere tragitti diversi; la fig. I.9 riporta alcuni esempi di percorsi e deviazioni che possono essere previsti nei sistemi AGV.

Per indirizzare i carrelli lungo il tragitto prestabilito, si ricorre ad una delle alternative di seguito descritte.

a) *Guida monofrequenza*

Un unico cavo individua tutti i possibili percorsi: in corrispondenza degli incroci si immette corrente solo lungo il tragitto che il veicolo deve seguire, e lungo quel tragitto la frequenza della corrente è costante (fig. I.10a). In alternativa, si fa variare l'intensità di corrente (a parità di frequenza) nei vari tratti in cui è suddiviso l'intero circuito, cosicché ogni carrello percorre il tragitto caratterizzato da una determinata intensità di corrente (fig. I.10b).

In corrispondenza dell'inizio di ogni tratto del circuito e di ogni derivazione od incrocio, il carrello segnala al calcolatore dedicato, tramite l'antenna trasmittente di cui è dotato, la propria presenza ed ottiene, attraverso un'antenna ricevente, un segnale di consenso a procedere o di blocco. In alternativa, la trasmissione di tali

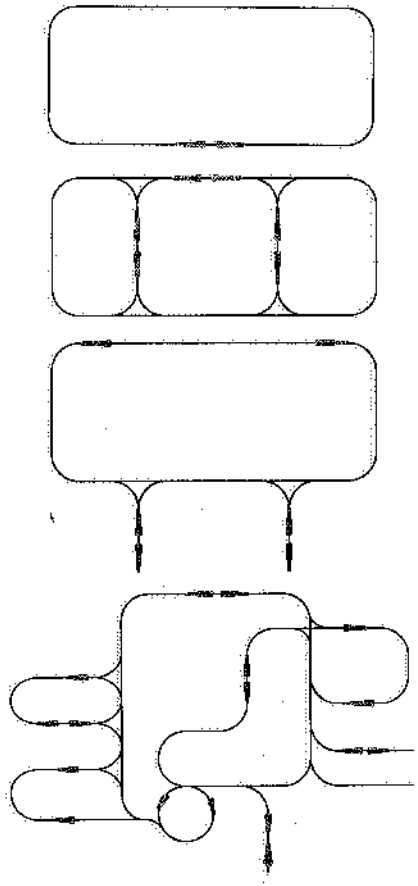


Fig. I.9 – Esempi di layout relativi a sistemi AGV.

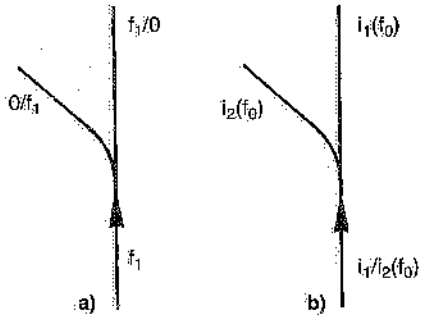


Fig. I.10 – Guida monofrequenza.

segnali può avvenire tramite piastre magnetiche installate a pavimento, e costituenti elementi di codifica (fig. I.11), oppure per via ottica o, ancora, mediante radiofrequenze.

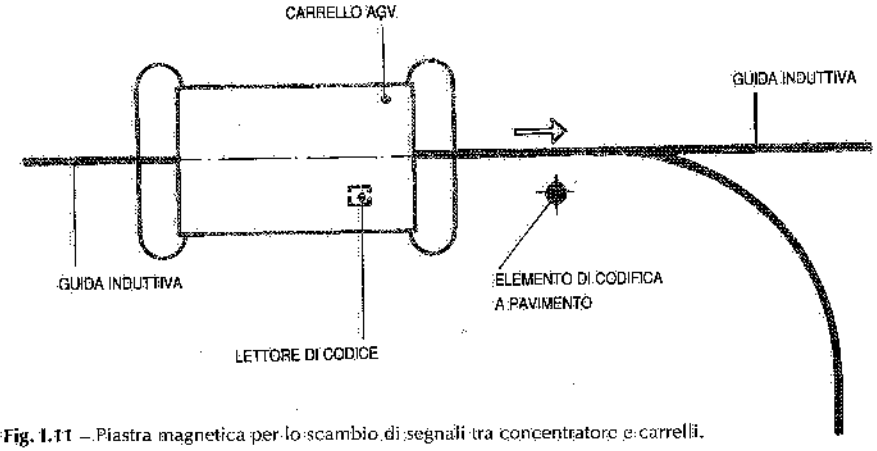


Fig. I.11 – Piastra magnetica per lo scambio di segnali tra concentratore e carrelli.

b) *Guida multifrequenza*

I vari percorsi sono rappresentati da altrettanti fili induttivi (fig. I.12) ognuno dei quali è attivato da corrente ad una determinata frequenza; la regolazione dello sterzo è provvista di commutatori accordati con le frequenze dei generatori di corrente e ogni carrello segue la frequenza che gli è stata assegnata: questa soluzione richiede più generatori di frequenza e la suddivisione dei possibili percorsi in altrettanti *loop*. Ad esempio, nel caso di fig. I.12, se il carrello deve seguire il percorso rettilineo, verrà programmato per la frequenza f_1, mentre se deve girare alla sua sinistra od alla sua destra sarà programmato rispettivamente per le frequenze f_2 o f_3.

In pratica, si realizzano impianti fino a cinque frequenze, con altrettanti percorsi e generatori di frequenza.

La guida a più frequenze comporta l'installazione di linee di collegamento di tutti i loop che compongono il sistema; per contro, non occorrono dispositivi di trasmissione in corrispondenza di incroci e diramazioni; dispositivi che sono invece necessari – come si è detto – nel sistema di guida ad una sola frequenza: questo vantaggio è tanto più rilevante quanto più numerosi sono i punti decisionali lungo il percorso.

Guida ottica a luce riflessa

Il percorso del sistema di trasporto è individuato da nastri catarifrangenti disposti a terra che riflettono un raggio di luce polarizzata proveniente dai carrelli: i raggi riflessi vengono captati da dispositivi posti sui carrelli e sono utilizzati per guidare i veicoli (fig. I.13), analogamente a quanto avviene con le tensioni indotte dal campo magnetico generato da un cavo conduttore.

Si realizzano anche sistemi con guida a raggi di luce polarizzata emessi da sorgenti disposte a terra, opportunamente dislocate lungo il percorso, e captati da ricevitori a bordo carrello.

Di solito i carrelli hanno anche un rilevatore incrementale del tragitto compiuto (encoder), al fine di effettuare un ulteriore controllo.

Guida ottica mediante telecamera

Questo sistema di guida (fig. I.14) prevede ancora l'installazione di un nastro colorato o di una serie di riscontri a pavimento per individuare i percorsi; una telecamera installata a bordo dei carrelli ricostruisce l'immagine del nastro o riconosce i riscontri (ed altri oggetti fissi dell'impianto, quali sagome o profili di apparecchiature) e provvede a guidare i carrelli stessi lungo il tragitto prestabilito, valutando, ad intervalli prefissati, la loro posizione. Tra un intervallo e l'altro, un encoder, applicato ad una ruota, svolge la funzione di sensore incrementale del percorso.

Guida ottica mediante laser

I veicoli sono dotati di una testa laser rotante, alla velocità di due giri al secondo, che perlustra la zona operativa, dove sono installati – su pareti, macchinari od altri punti fissi sopraelevati rispetto al pavimento – nastri catarifrangenti (sovente codificati): questi riflettono il raggio laser a infrarossi proveniente dai singoli carrelli e la testa laser rileva la direzione del punto di riflessione. Il computer di bordo – basandosi su alcuni punti di riflessione (ne occorrono almeno quattro) – confronta la posizione del veicolo con il percorso programmato e memorizzato e fornisce le correzioni da apportare alla traiettoria tramite i servocontrolli di trazione e di

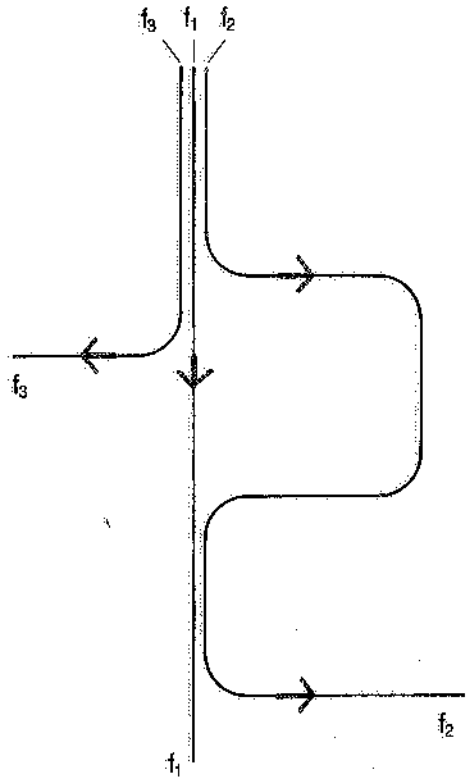


Fig. I.12 – Guida multifrequenza.

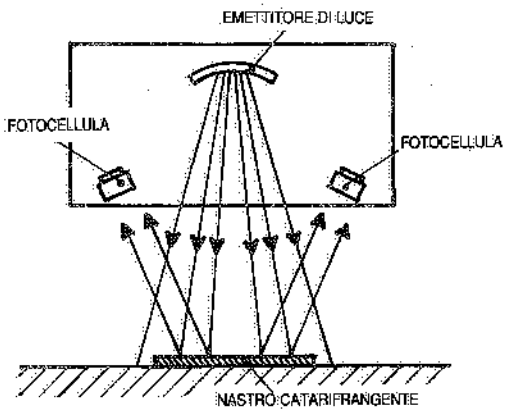


Fig. I.13 – Principio su cui si basa la guida ottica a luce riflessa.

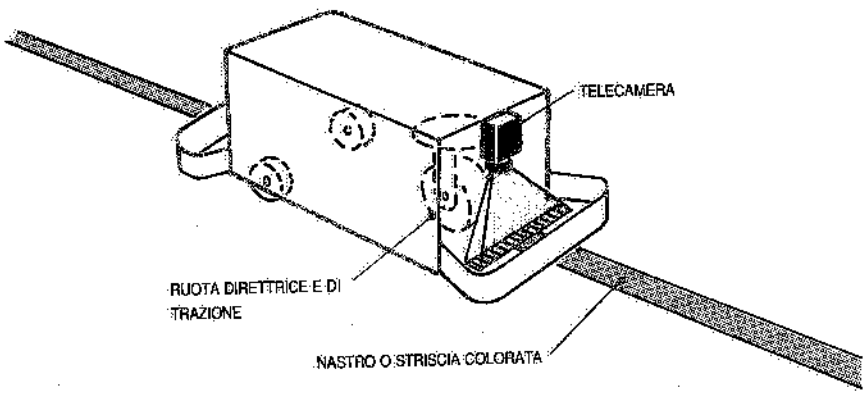


Fig. I.14 – Guida mediante telecamera.

sterzo. Anche in questo caso, un ulteriore controllo del percorso è assicurato da un encoder montato su una ruota dei carrelli. Anziché nastri catarifrangenti si possono installare, ogni 10-15 m, dei codici a barre che vengono scanditi dal laser a infrarossi a bassa potenza disposto sulla sommità dei carrelli.

Il sistema laser non richiede né filo-guida né riferimenti fisici a pavimento: risultano pertanto semplici sia l'installazione sia eventuali successive modifiche di percorso.

Guida libera o navigazione stimata

I carrelli non devono seguire alcun segnale di guida fisso, ma percorsi programmati attraverso software. Al computer di bordo sono fornite istruzioni per far compiere un certo numero di giri alle ruote del carrello e determinati angoli di rotazione alle ruote direttrici (fig. I.15). Com'è facile comprendere, il sistema è adatto alla guida su tragitti brevi e perde di precisione quanto più i percorsi sono lunghi.

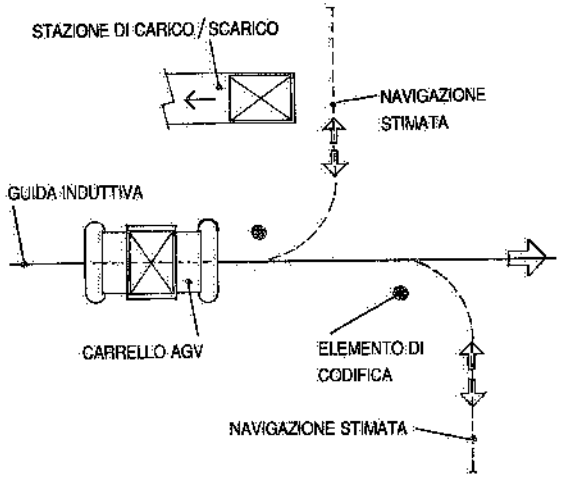


Fig. I.15 – Navigazione stimata di un carrello al di fuori del percorso guidato del AGVS.

I.3. TRASMISSIONE DEI COMANDI E DELLE INFORMAZIONI

Le principali tecniche di trasmissione dei comandi e delle informazioni sono le seguenti:
a) mediante tastiera alfanumerica,
b) per via induttiva,
c) a raggi infrarossi,
d) per via ottica,
e) mediante onde radio.

a) Tastiera alfanumerica

I carrelli sono dotati di una tastiera alfanumerica tramite la quale vengono trasmessi messaggi codificati al microprocessore di bordo. Tali messaggi attivano programmi memorizzati comprendenti il percorso da seguire, le destinazioni da raggiungere, le operazioni di carico e scarico da eseguire. Ogni carrello è inoltre provvisto di antenne in grado di rilevare la presenza di codici o magneti installati a pavimento: la rilevazione di tali riscontri consente al microprocessore di bordo di identificare la posizione raggiunta dal carrello e di confrontarla con il programma in corso di esecuzione.

L'accostamento e l'arresto del mezzo in posizioni prefissate sono affidate a trasmettitori ottici: una fotocellula emittente-ricevente a bordo ed un riflettore od un loop induttivo a terra consentono di ottenere elevate precisioni di posizionamento (normalmente contenute entro ± 5mm). Il carrello è inoltre dotato di ulteriori fotocellule in grado di segnalare la presenza di materiale in corrispondenza delle stazioni di prelievo e deposito dei carichi e di eventuali ostacoli sul percorso.

Il sistema di introduzione dati da tastiera viene di solito utilizzato in impianti particolarmente semplici o come emergenza. Con il comando mediante tastiera si può fare a meno del calcolatore dedicato, scontando però un funzionamento degradato.

b) Trasmissione induttiva

Le informazioni scambiate con i carrelli sono trasmesse tramite apposito cavo disposto sotto il piano di calpestio e percorso da corrente alternata ad alta frequenza (30-50 kHz). Mediante modulazioni di frequenza o di intensità della corrente, si possono trasmettere – tramite il cavo suddetto – comandi ed informazioni alle antenne o bobine riceventi a bordo dei carrelli. A sua volta, utilizzando il medesimo cavo induttivo od un secondo cavo adiacente al primo, ogni carrello può inviare – tramite bobine trasmittenti od antenne di bordo – messaggi alla centrale di controllo (fig. I.16).

Normalmente si installa un certo numero di cavi disposti ad anello, ognuno dei quali trasmette e riceve informazioni relative alle operazioni che i carrelli devono eseguire in una determinata area (fig. I.17); l'insieme degli anelli (loop) copre tutto il campo interessato dal trasporto AGV.

I loop che presiedono ai collegamenti tra i carrelli e la centrale di comando sono installati a fianco del o dei fili induttivi che presiedono alla guida dei carrelli e le modalità di posa nel pavimento sono identiche.

In alternativa, si può ricorrere a piastre magnetiche o bobine dislocate lungo i percorsi dei carrelli (fig. I.11), le quali comandano interruttori magnetici (contatti a

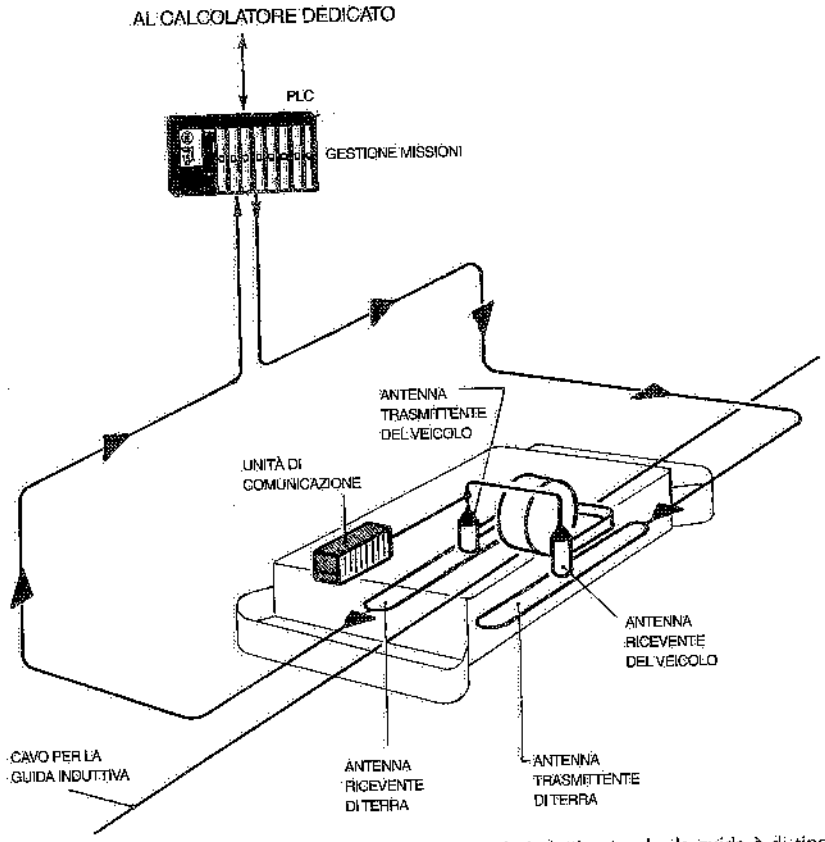


Fig. 1.16 – Trasmissione dei comandi e delle informazioni per via induttiva (anche la guida è di tipo induttivo).

chiusura ermetica) installati a bordo dei carrelli stessi, dando corso alle operazioni da eseguire. Viceversa, – tramite magneti permanenti o bobine disposti sui carrelli e interruttori magnetici in posizioni prestabilite del pavimento – il carrello può trasmettere informazioni e comandare determinate operazioni all'impianto a terra (ad esempio, l'apertura di porte).

I loop ed i magneti – come si è detto a proposito del sistema di guida monofrequenza – sono anche utilizzati per determinare la posizione dei carrelli: è infatti necessario, per il funzionamento automatico di un sistema AGV, che i carrelli trasmettano la loro posizione al calcolatore dedicato, il quale può così verificare lo svolgimento ottimale delle missioni assegnate. Altre informazioni riguardano l'identità dei carrelli, la presenza di materiale sugli stessi, il livello di carica della batteria.

Anziché ricorrere alla trasmissione induttiva basata su appositi loop di cavi interrati, alcuni costruttori propongono una soluzione che prevede la trasmissione di comunicazioni, tra centrale di controllo e carrelli, modulate sulle frequenze di guida.

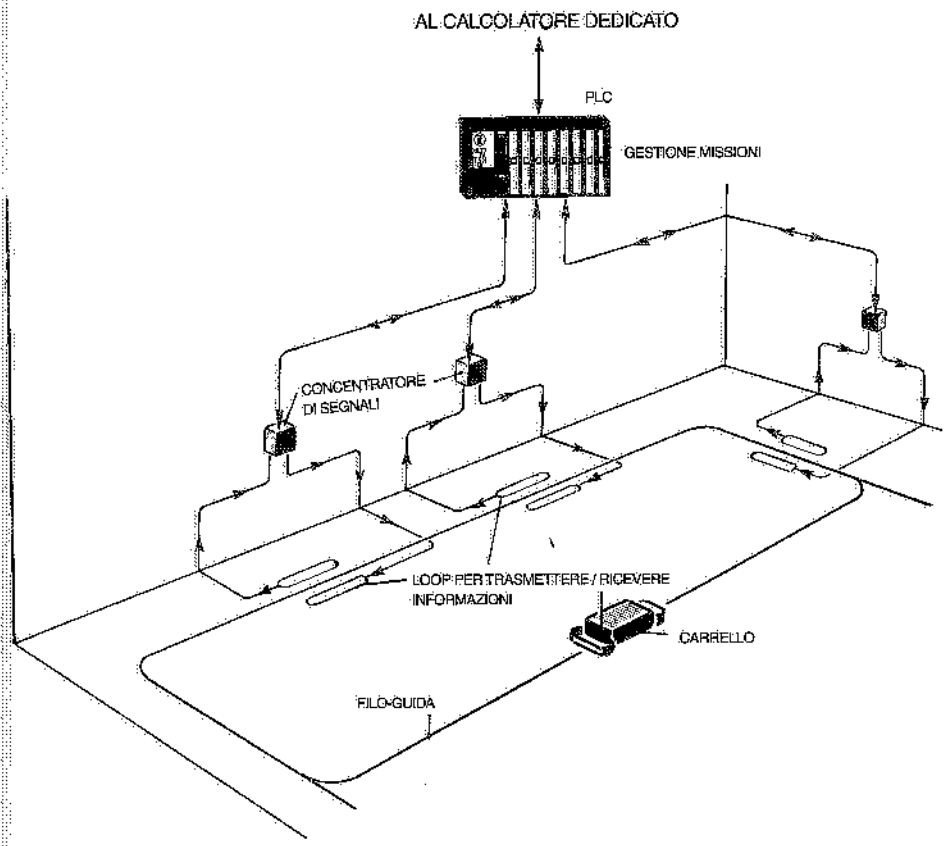


Fig. 1.17 – Trasmissione dati per via induttiva lungo il percorso del AGVS.

Questa soluzione presenta i seguenti vantaggi: a) maggiore semplicità dell'impianto a terra; b) possibilità di avere con i carrelli un dialogo continuo e non limitato a punti prefissati del layout. Per contro, tutte le comunicazioni con i veicoli devono avvenire sullo stesso cavo, ponendo così limiti al numero di carrelli con cui è possibile dialogare contemporaneamente.

c) Trasmissione a raggi infrarossi per zone

Il sistema consente il colloquio tra i sensori (collegati al calcolatore dedicato tramite uno o più PLC) ed i carrelli mediante impulsi ottici nella gamma dell'infrarosso. Lungo il percorso sono installate unità di trasmissione costituite da LED, che trasformano gli impulsi elettrici ricevuti dal calcolatore dedicato in raggi infrarossi; questi pervengono alle unità di ricezione installate sui carrelli, che le trasformano nuovamente in impulsi elettrici. Tali unità di ricezione sono costituite da fotodiodi ad ampia area sensitiva, muniti di filtri atti a schermare le radiazioni estranee provenienti dall'ambiente circostante. Ovviamente, dai carrelli si possono

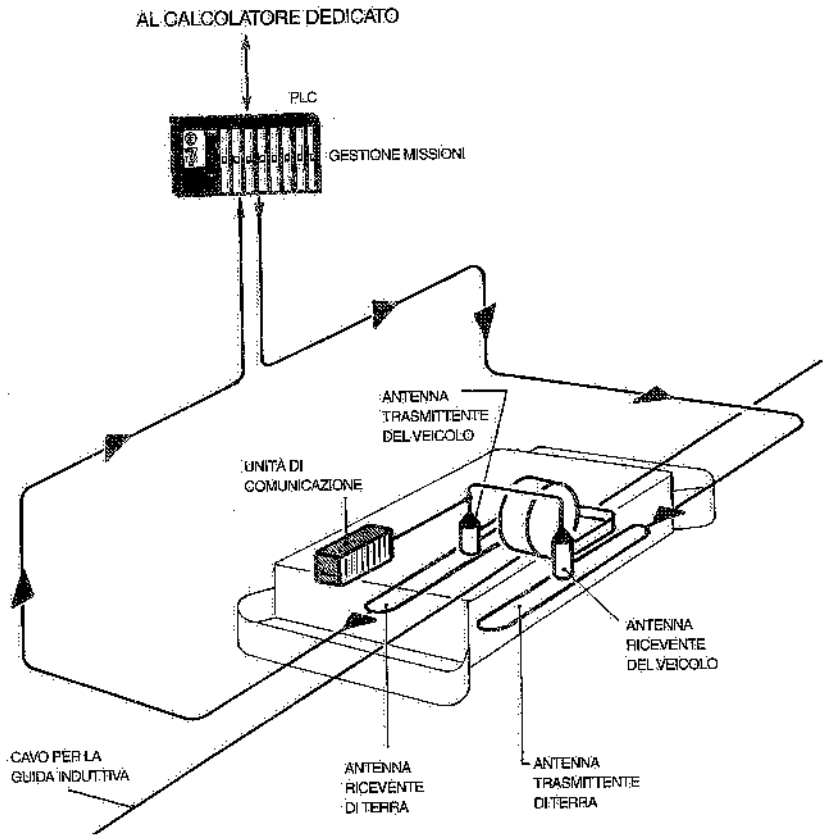


Fig. I.16 – Trasmissione dei comandi e delle informazioni per via induttiva (anche la guida è di tipo induttivo).

chiusura ermetica) installati a bordo dei carrelli stessi, dando corso alle operazioni da eseguire. Viceversa, – tramite magneti permanenti o bobine disposti sui carrelli e interruttori magnetici in posizioni prestabilite del pavimento – il carrello può trasmettere informazioni e comandare determinate operazioni all'impianto a terra (ad esempio, l'apertura di porte).

I loop ed i magneti – come si è detto a proposito del sistema di guida monofrequenza – sono anche utilizzati per determinare la posizione dei carrelli: è infatti necessario, per il funzionamento automatico di un sistema AGV, che i carrelli trasmettano la loro posizione al calcolatore dedicato, il quale può così verificare lo svolgimento ottimale delle missioni assegnate. Altre informazioni riguardano l'identità dei carrelli, la presenza di materiale sugli stessi, il livello di carica della batteria.

Anziché ricorrere alla trasmissione induttiva basata su appositi loop di cavi interrati, alcuni costruttori propongono una soluzione che prevede la trasmissione di comunicazioni, tra centrale di controllo e carrelli, modulate sulle frequenze di guida.

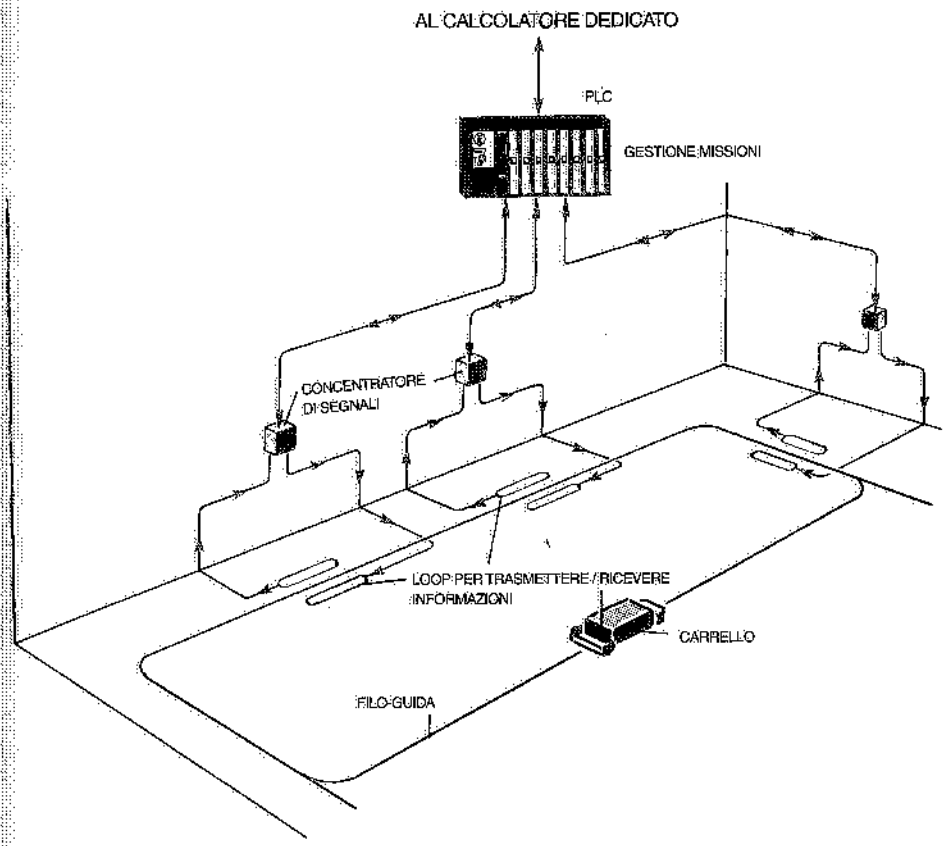


Fig. I.17 – Trasmissione dati per via induttiva lungo il percorso del AGVS.

Questa soluzione presenta i seguenti vantaggi: a) maggiore semplicità dell'impianto a terra; b) possibilità di avere con i carrelli un dialogo continuo e non limitato a punti prefissati del layout. Per contro, tutte le comunicazioni con i veicoli devono avvenire sullo stesso cavo, ponendo così limiti al numero di carrelli con cui è possibile dialogare contemporaneamente.

c) Trasmissione a raggi infrarossi per zone

Il sistema consente il colloquio tra i sensori (collegati al calcolatore dedicato tramite uno o più PLC) ed i carrelli mediante impulsi ottici nella gamma dell'infrarosso. Lungo il percorso sono installate unità di trasmissione costituite da LED, che trasformano gli impulsi elettrici ricevuti dal calcolatore dedicato in raggi infrarossi; questi pervengono alle unità di ricezione installate sui carrelli, che le trasformano nuovamente in impulsi elettrici. Tali unità di ricezione sono costituite da fotodiodi ad ampia area sensitiva, muniti di filtri atti a schermare le radiazioni estranee provenienti dall'ambiente circostante. Ovviamente, dai carrelli si possono

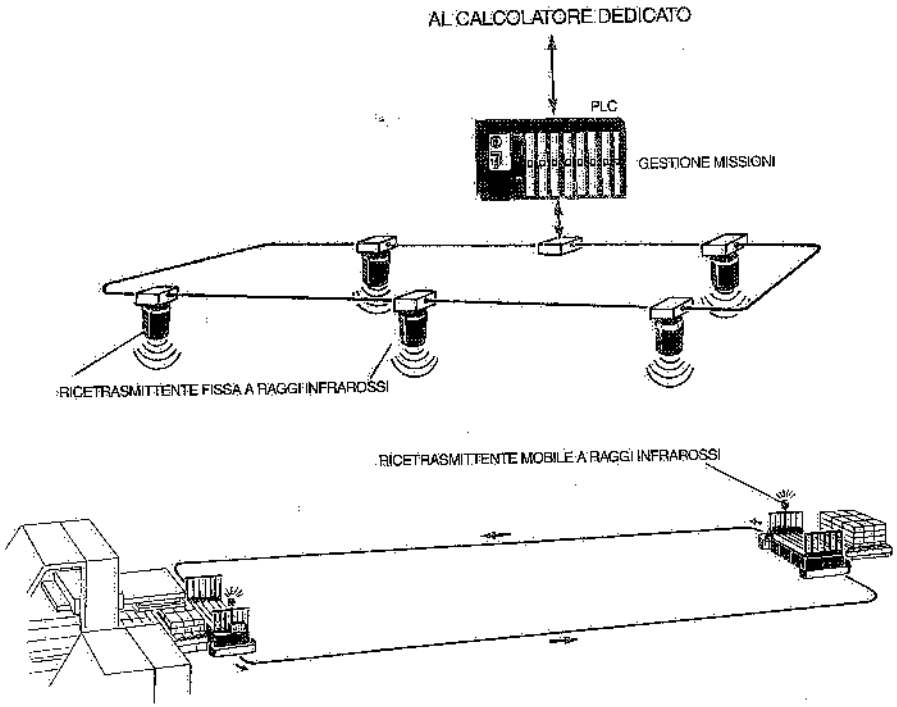


Fig. I.18 – Comandi ed informazioni trasmessi mediante raggi infrarossi; la guida è induttiva.

trasmettere – sempre mediante raggi infrarossi – informazioni all'unità di gestione (fig. I.18). Il mutuo scambio di segnali avviene con l'invio di impulsi intervallati di circa 5 ms.

Installando una serie di emettitori-ricevitori di raggi infrarossi lungo il percorso del sistema AGV, il microprocessore posto su ogni carrello può ricevere le informazioni e tenersi in collegamento con il calcolatore dedicato.

La trasmissione dei comandi mediante raggi infrarossi è particolarmente adatta in aree ad alta interferenza magnetica (ad esempio, in prossimità di alternatori o grandi macchine elettriche) o per robot mobili adibiti a lavori in zone a rischio. Richiede però che nessun ostacolo si venga a trovare tra sensori e carrelli.

d) Trasmissione a raggi infrarossi locale

Appositi trasmettitori-ricevitori ottici seriali sono posizionati lungo il percorso dei carrelli ed a bordo degli stessi: attraverso tali sensori ottici ogni carrello riceve – in corrispondenza dei successivi punti di comunicazione – istruzioni sulla destinazione e sulle operazioni da eseguire e comunica la sua identità e la missione in corso di svolgimento. Questo sistema di trasmissione richiede un attento studio della disposizione dei punti di comunicazione, onde evitare interferenze con la luce naturale od artificiale nelle diverse condizioni.

e) Trasmissione via radio

Il carrello e la centrale di controllo colloquiano continuativamente attraverso onde radio nella gamma UHF. La stazione fissa è dotata di una radio rice-trasmittente e di un concentratore di segnali, che consente la gestione contemporanea di più veicoli.

Sul carrello si trovano una radio rice-trasmittente ed un terminale remoto; quest'ultimo, interfacciato con il micro-computer di bordo, traduce i segnali inviati dal calcolatore dedicato.

Il sistema di colloquio via radio non richiede installazioni fisse (loop di controllo a terra), ma può risentire di possibili interferenze con onde radio vaganti, masse ferrose ed altri disturbi elettromagnetici o zone d'ombra. Inoltre, l'installazione di tale sistema richiede procedure complesse per ottenere la concessione alla trasmissione attraverso onde radio. Infine, occorre preventivamente verificare che l'intervallo di frequenza necessario per il sistema AGV non coincida con le frequenze proprie di altri impianti di trasmissione.

È ovvio che i sistemi di guida e di trasmissione dati non basati sull'installazione di conduttori nel pavimento presentano vantaggi non indifferenti. In particolare, citiamo i seguenti:

a) non richiedendo cavi a pavimento, tali sistemi consentono l'impiego degli AGV in zone dove non sia possibile posare il filo-guida;
b) risulta facile variare i percorsi dei carrelli: infatti, non occorrendo supporti fisici lungo il percorso, si deve solo intervenire sul software e sull'hardware del computer dedicato.

In tale ottica si inseriscono alcuni tipi di carrelli in grado di compiere missioni prestabilite senza alcun sistema fisso di guida e di comando missioni (vd. figg. I.15 e IV.29); però – come già detto a proposito della guida libera stimata – i tragitti che tali carrelli possono compiere sono relativamente brevi e le operazioni ripetitive.

I veicoli AGV sono normalmente dotati di un timone od altra attrezzatura per la movimentazione manuale degli stessi al di fuori del percorso guidato: ciò al fine di effettuare operazioni manutentive ovvero interventi di emergenza.

I.4. GESTIONE DELL'IMPIANTO

A fronte di richieste di trasporto provenienti dalle aree produttive e dai magazzini interoperativi – attraverso segnali analogici o digitali di fotocellule, pulsanti, interfacce di posti di lavoro o di magazzini, PLC, ecc. – il calcolatore dedicato memorizza ed assegna ai carrelli le missioni da compiere, seguendo direttamente il loro svolgimento. Se le richieste sono generate ad un livello gerarchico superiore, esse possono essere trasferite dall'host-computer all'unità di gestione dell'impianto AGV attraverso un collegamento di rete.

D'altra parte, è anche possibile una gestione basata su una maggiore autonomia operativa dei carrelli, che risultano semplicemente coordinati dal calcolatore dedicato dal punto di vista della programmazione.

Ne consegue che, a grandi linee, la gestione delle operazioni richieste ai carrelli può essere classificata secondo tre diverse modalità:

– centralizzata nel calcolatore dedicato,
– decentralizzata nel calcolatore del veicolo,
– mista tra le alternative di cui sopra.

La prima forma di controllo comporta uno scambio molto intenso di dati fra il calcolatore dedicato ed i carrelli durante l'espletamento delle missioni (fig. I.19): conseguentemente, in ogni posizione decisionale del percorso deve essere disponibile un "punto" di comunicazione dati, dal quale vengono trasmessi ad ogni carrello comandi quali:

– inizia la missione,
– segui la frequenza *x* (ovvero la diramazione od il tratto *m* del percorso),
– procedi alla velocità di *tot* m/s,
– lampeggia,
– trasferisci/preleva il carico.

A sua volta il carrello trasmette, ad ogni punto di comunicazione, informazioni quali:

– numero del carrello,
– posizione lungo il percorso programmato,
– carrello carico/scarico,
– livello di carica della batteria,
– avaria.

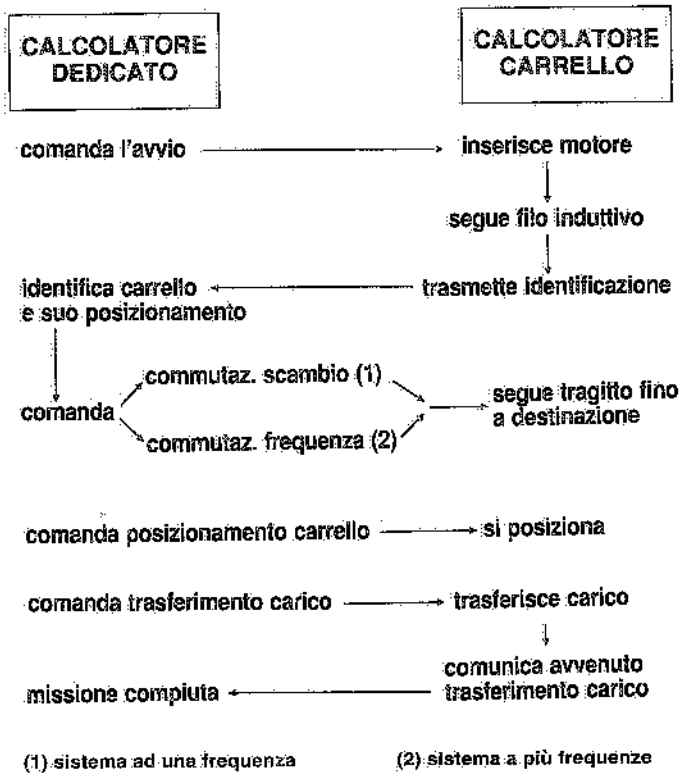


Fig. I.19 – Controllo centralizzato: flusso dei comandi per l'esecuzione di una missione di trasferimento di un carico (già disposto sul carrello).

Il calcolatore dedicato è dunque informato sulla posizione dei carrelli e ne controlla il traffico in modo ottimale. Inoltre, aggiorna via via la posizione, la direzione e la condizione (libero/occupato) dei carrelli su video, pannelli sinottici e stampanti. All'occorrenza, come si è detto, può essere collegato con un computer di livello superiore per una gestione globale della produzione, della movimentazione e dell'immagazzinamento nello stabilimento (fig. I.20).

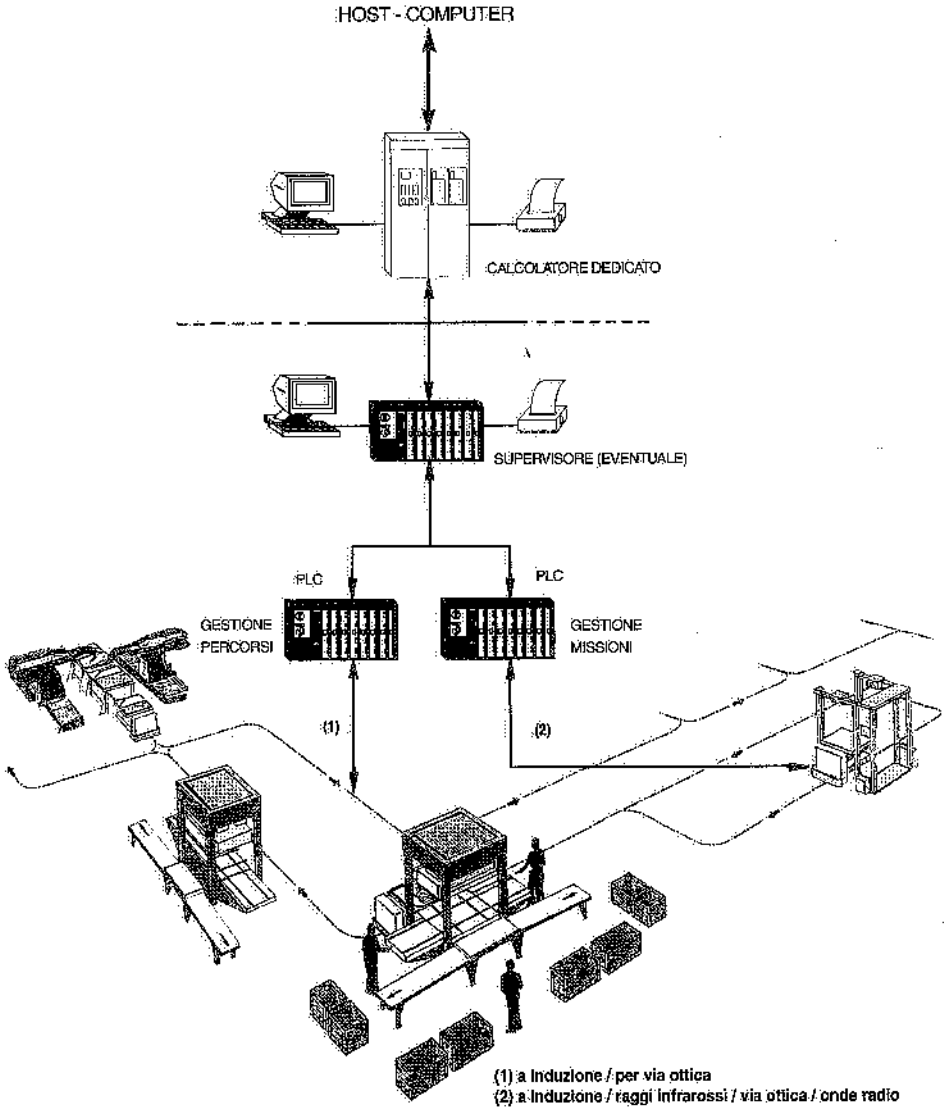


Fig. I.20 – Esempio di architettura gestionale dei sistemi AGV.

Nel caso del controllo decentralizzato, la missione viene trasmessa e memorizzata nel calcolatore a bordo di ogni carrello e, pertanto, è eseguita autonomamente (fig. I.21): il flusso di informazioni tra calcolatore dedicato e carrelli è di conseguenza più contenuto. Il calcolatore di bordo individua i punti del percorso assegnatogli attraverso l'identificazione di elementi a terra (loop induttivi, magneti permanenti, interruttori elettromagnetici) in corrispondenza dei quali sono memorizzate le operazioni da eseguire: fra queste, citiamo le seguenti a titolo esemplificativo:
– rallenta,
– lampeggia,
– riconosci la frequenza.

Allorquando i carrelli dell'impianto AGV sono numerosi ed il percorso presenta molti punti decisionali, si sceglie una forma mista di gestione, tra la centralizzata e la decentralizzata: in tale caso, il calcolatore dedicato ha in sé memorizzata l'intera missione, mentre il carrello elabora autonomamente parti complete della stessa, limitando così il numero di comunicazioni con l'unità di gestione. Nei tratti in cui il carrello si sposta per proprio conto, può riconoscere la sua posizione mediante elementi a terra, quali piastre metalliche (floor code incrementali-digitali).

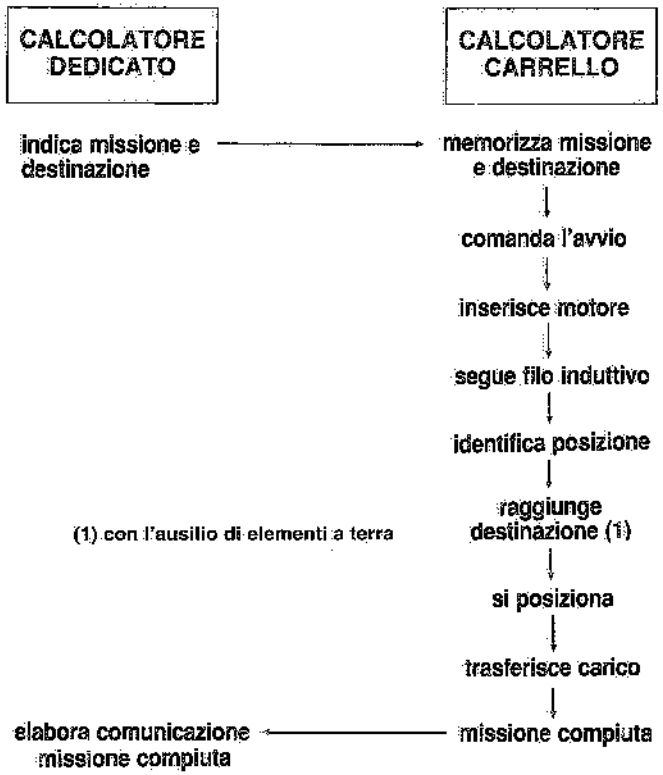


Fig. I.21 – Controllo decentralizzato: flusso dei comandi per l'esecuzione di una missione di trasferimento di un carico (già disposto sul carrello).

La tabella I.1 evidenzia i principali vantaggi e svantaggi dei tre sistemi gestionali dianzi citati.

Tabella I.1 – Confronto qualitativo fra i sistemi di gestione degli AGV.

	SISTEMA DI GESTIONE		
	1 CENTRALIZZATO	2 DECENTRALIZZATO	3 MISTO
VANTAGGI	– situazione dell'impianto interamente nota al calcolatore dedicato – elettronica sui carrelli limitata	– carrelli utilizzabili anche se cade il calcolatore dedicato – minor numero di scambi fra carrelli e impianto – calcolatore dedicato meno sofisticato	– il calcolatore dedicato è meno potente rispetto a 1 – è nota la situazione dell'impianto
SVANTAGGI	– scambio dati molto intenso – se cade il calcolatore dedicato, l'impianto si ferma – molti loop – calcolatore dedicato sofisticato	– situazione dell'impianto nota solo in punti predeterminati – tanti microcalcolatori quanti sono i carrelli	*Rispetto a 1:* – calcolatore di bordo più intelligente *Rispetto a 2:* – se cade il calcolatore dedicato, l'impianto si ferma

I.5. CARRELLI AGV

Richiamiamo quanto fin qui esposto elencando i principali componenti di un sistema AGV:
– *stazione centrale di comando e controllo* costituita essenzialmente da un elaboratore dedicato;
– *impianti a terra* o *sopraelevati*, che presiedono alla guida ed alla trasmissione dei comandi e delle informazioni;
– *veicoli* o *carrelli* che provvedono al trasporto dei materiali.

Soffermiamoci ora su questi ultimi. Essi sono costituiti da:
– telaio, in struttura di acciaio elettrosaldata e montata su ruote;
– motori di trazione e di sterzatura alimentati da batterie di accumulatori;
– microprocessori o PLC di comando;
– tastatori di guida;
– lettori di codici;
– dispositivi anti-urto e di sicurezza;
– elementi di supporto e bloccaggio dei carichi trasportati;
– dispositivi di carico e scarico (anziché sui carrelli, questi dispositivi possono anche essere installati a terra);
– attrezzature (eventuali) per la manipolazione dei materiali trasportati (ad esempio, forche sollevabili e/o rotanti o telescopiche).

Di seguito, si citano i principali impieghi dei trasportatori a guida automatica e le più diffuse configurazioni dei relativi carrelli. Precisiamo fin d'ora che – a seconda delle necessità – i carrelli possono muoversi in avanti e all'indietro (4); inoltre, se devono operare in spazi ristretti, è possibile effettuare spostamenti laterali attrezzando i carrelli con ruote pivottanti ed adeguati sensori; infine, ricorrendo a veicoli particolari, si possono prevedere rotazioni fino a 360° (fig. I.22).

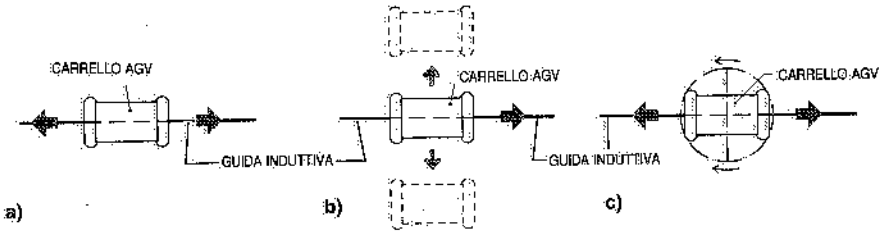


Fig. I.22 – Specifiche versioni di carrelli AGV consentono di effettuare i seguenti movimenti: a) avanti e indietro; b) spostamenti laterali; c) rotazioni fino a 360°.

a) Traino di carrelli-rimorchio

Un carrello trainante (trattore) provvede alla movimentazione lungo il percorso prestabilito di uno o più carrelli agganciati fra loro (rimorchi), sui quali è sistemato il materiale da movimentare (fig. I.23). L'aggancio e lo sgancio del carrello o dei carrelli a rimorchio può essere automatizzato.

Normalmente i carrelli-rimorchio possono raggiungere velocità fino a 1 m/s; lo sforzo al gancio può arrivare a circa 10.000 N; il raggio di curvatura dipende dalla geometria e dal numero dei carrelli trainati.

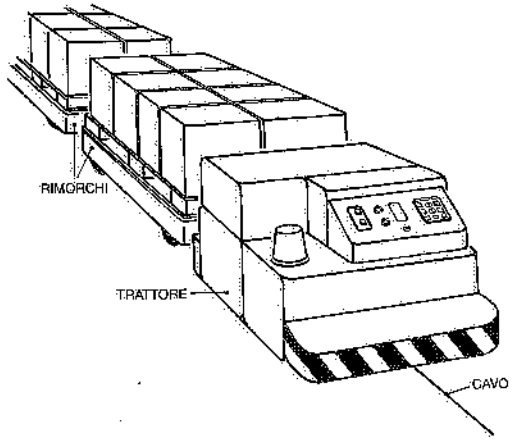


Fig. I.23 – Convoglio composto da un carrello automotore trainante e da alcuni carrelli trainati.

Il sistema carrelli-rimorchio è utilizzato quando l'intensità del traffico è molto elevata (per cui l'impiego di carrelli singoli non risulta praticabile) oppure quando le percorrenze sono notevoli.

(4) I carrelli mono-direzionali sono normalmente a 3 ruote; quelli bidirezionali hanno sempre 4 ruote.

I carrelli-rimorchio possono essere attrezzati con dispositivi per il carico e lo scarico dei materiali trasportati, in analogia a quanto indicato per i carrelli singoli al successivo punto b).

b) Carrelli trasportatori

I carrelli sono dotati di attrezzature di supporto dei carichi trasportati (costituiti da contenitori, palette, particolari meccanici, ecc.), atte a facilitare il prelievo e lo scarico automatici dei carichi stessi in corrispondenza delle stazioni di partenza e di arrivo.

Elenchiamo di seguito i dispositivi di più frequente impiego (fig. I.24):
a) piattaforme sollevabili;

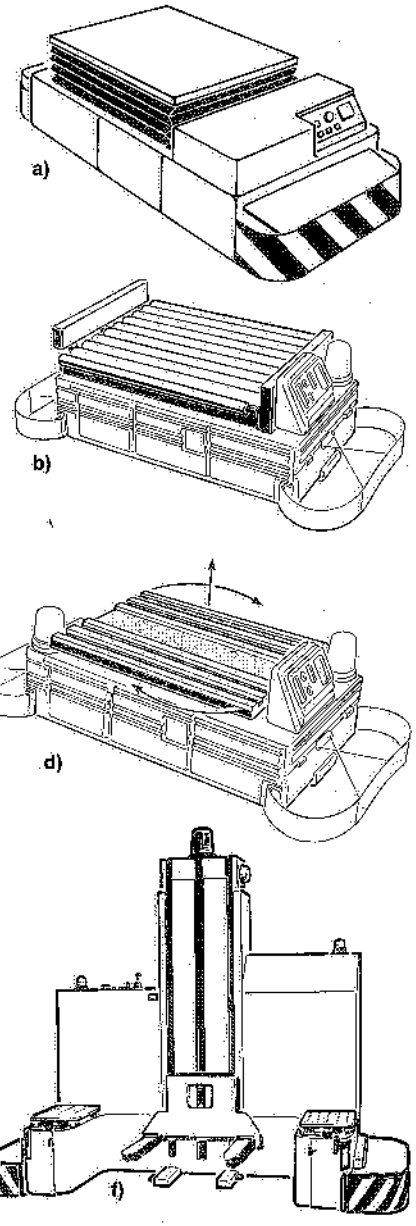


Fig. I.24 – Attrezzature di bordo atte a facilitare l'operazione di carico e scarico dei carrelli: a) piano d'appoggio sollevabile; b) rulli motorizzati; c) catene motorizzate; d) piattaforma girevole e sollevabile; e) forche telescopiche; f) forche laterali sollevabili.

b) trasportatori a rulli motorizzati (fissi o sollevabili);
c) trasportatori a catene motorizzate (fisse o sollevabili);
d) piattaforme girevoli ed eventualmente sollevabili;
e) forche telescopiche;
f) forche sollevabili, laterali o frontali.

Tali elementi devono interfacciare in modo adeguato le strutture a terra, alle quali i carrelli AGV devono alimentare – o dalle quali devono prelevare – i carichi. La fig. I.25 illustra alcune soluzioni di carico e/o scarico dei materiali trasportati con veicoli AGV.

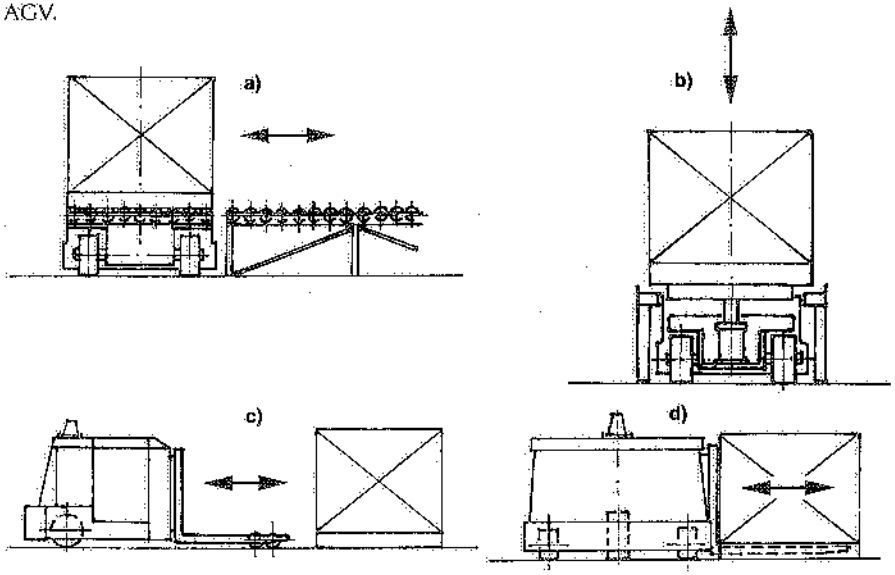


Fig. I.25 – Prelievo e/o scarico di unità di carico trasportate da AGV mediante: a) rulli motorizzati; b) sollevamento/abbassamento del carico; c) forche frontali; d) presa laterale del carico.

I carrelli di più corrente impiego sono in grado di fornire le seguenti prestazioni:
– massa del carico trasportato: fino a 2000 kg/carrello;
– velocità massima, in entrambi i sensi di marcia: 1,2 m/s (5);
– accelerazione/decelerazione media: 0,5÷0,7 m/s^2;
– tempo minimo di presa o di rilascio del carico: 20 s (compreso il posizionamento);
– tempo medio richiesto per organizzare le missioni ed effettuare le comunicazioni: 10 s per ogni missione;
– tempo minimo di attesa agli incroci: 5 s/incrocio;
– raggio minimo di curvatura (6): 1500 mm;

(5) È possibile raggiungere velocità superiori (fino a 3-4 m/s), ma ciò comporterebbe l'adozione di predisposizioni antinfortunistiche molto impegnative, quali l'installazione di transenne di protezione. Va da sé che velocità di 1 m/s sono possibili se la stabilità del carico trasportato non è compromessa nelle curve.

(6) Si ricorda che – come già detto – alcune versioni di carrelli AGV consentono la traslazione laterale oppure la rotazione su se stessi.

– precisione di avvicinamento (alle postazioni di carico e scarico): ± 5 mm (7);
– rendimento medio di un sistema AGV: 95% (esclusa la ricarica delle batterie che incide per un 16÷20% del tempo totale).

Per esigenze specifiche vengono appositamente realizzati carrelli in grado di fornire prestazioni assai più impegnative: ad esempio, il carico trasportato può arrivare fino a 30-40 t.

c) Trasporto e postazione di lavoro

All'occorrenza, i carrelli vengono dotati di attrezzature di presa e bloccaggio atte a manipolare – ad altezze fisse o variabili entro limiti prestabiliti – gruppi o componenti in fase di lavorazione o montaggio (fig. I. 26).

L'impiego degli AGV quali piattaforme di lavoro mobili o di assemblaggio, equivale a trasformare i carrelli da elementi di ausilio ad elementi integrati della produzione. Ma, soprattutto, consente di estendere l'automazione delle operazioni produttive affidate a macchine a controllo numerico (robot, moduli, celle e sistemi flessibili di produzione) anche ai collegamenti fra un centro di lavoro e l'altro: in tali casi, l'integrazione tra i centri di lavoro automatizzati e gli AGVS è attuata collegando l'elaboratore di gestione della produzione (host-computer) con il sistema di controllo dei carrelli.

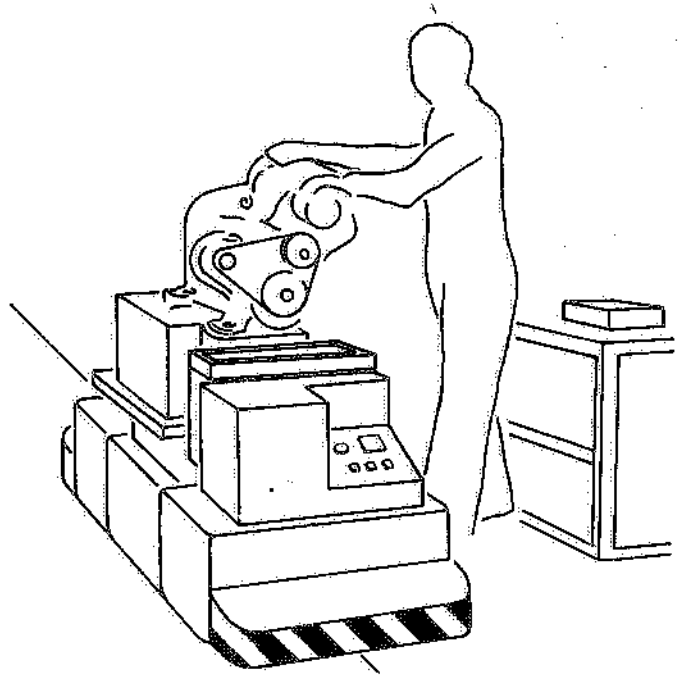


Fig. I.26 – Carrello AGV attrezzato in modo da costituire anche una vera e propria postazione di lavoro.

(7) Adottando dispositivi di centraggio si può arrivare a ± 2 mm. Tale precisione è richiesta principalmente in ambienti FMS.

Le prestazioni dei carrelli in esame sono analoghe a quelle dei veicoli esaminati al punto b).

Per quanto riguarda le stazioni di carico e scarico, esse possono coincidere con:
- postazioni di lavorazione o di formazione di unità di carico;
- testate di magazzini (normalmente automatizzati);
- posizioni di arrivo, spedizione o picking;
- zone di accumulo o depositi temporanei di materiali.

Le operazioni di prelievo o deposito del carico (riconoscimento della condizione di carico del carrello e della stazione di trasferimento, controllo dell'operazione) possono essere comandate da un apposito sistema installato sul carrello oppure nella stazione di trasferimento: la scelta fra tali alternative dipende essenzialmente dal tipo di elemento su cui appoggia il carico e dal numero di veicoli e di stazioni di trasferimento.

I.6. LA SICUREZZA NEI SISTEMI AGV

I principali dispositivi di sicurezza da prevedere per i carrelli dei sistemi AGV sono di seguito elencati.

- Pulsanti di arresto d'emergenza in punti accessibili del carrello (parti anteriore e posteriore).
- Segnalatori ottici a bordo carrello: entrano in funzione alla partenza dei veicoli e ne evidenziano la marcia fino alla fine della missione. In determinati punti del percorso sono anche previsti segnalatori acustici.
- Paraurti, dotati di sensori di contatto (bandelle o barre di protezione) che provocano l'arresto del carrello al contatto con un ostacolo: la distanza percorsa dal carrello prima dell'arresto è compresa entro il limite di deformazione elastica dei respingenti, normalmente costruiti in materiali non rigidi (ad esempio, plastica).
- Distanziatori di sicurezza basati su sensori fotoelettrici, ad ultrasuoni o, ancora, su blocchi software: eventuali ostacoli che si presentino davanti al carrello, riflettono o modificano il flusso luminoso o sonoro proveniente dal veicolo; di conseguenza, il carrello decelera fino ad arrestarsi.

  La fig. I. 27 illustra la modalità di intervento dei suddetti sensori fotoelettrici in presenza – ad una certa distanza – di ostacoli imprevisti o di un carrello che si sia fermato; sono evidenziate due distanze di sicurezza: alla distanza D_1 il secondo veicolo rallenta; alla distanza D_2 si ferma; quando il primo carrello riparte, il secondo assume una velocità media, raggiungendo la massima quando la distanza fra i due veicoli diventa maggiore di D_1. Sovente, si suddivide il tracciato in un certo numero di rami e appositi controllori di traffico consentono l'ingresso di un solo veicolo per ogni ramo, bloccando all'entrata gli altri carrelli.

Il carrello si arresta automaticamente allorquando perde la sua posizione nell'ambito del circuito. Anche in questo caso, come in quello di fermata di emergenza, il sistema di controllo centralizzato segnala l'arresto e la zona in cui lo stesso si è verificato.

In corrispondenza di deviazioni, punti di sosta, incroci, il traffico è regolato da dispositivi di blocco mediante interruttori o codifiche magnetiche, così da evitare incidenti ed intralci.

Appositi pulsanti consentono di fermare i carrelli in qualunque posizione si trovino, e di riavviarli quando richiesto, previo consenso da parte del calcolatore dedicato.

Onde evitare – in corrispondenza delle curve o nel caso di frenate – cadute o

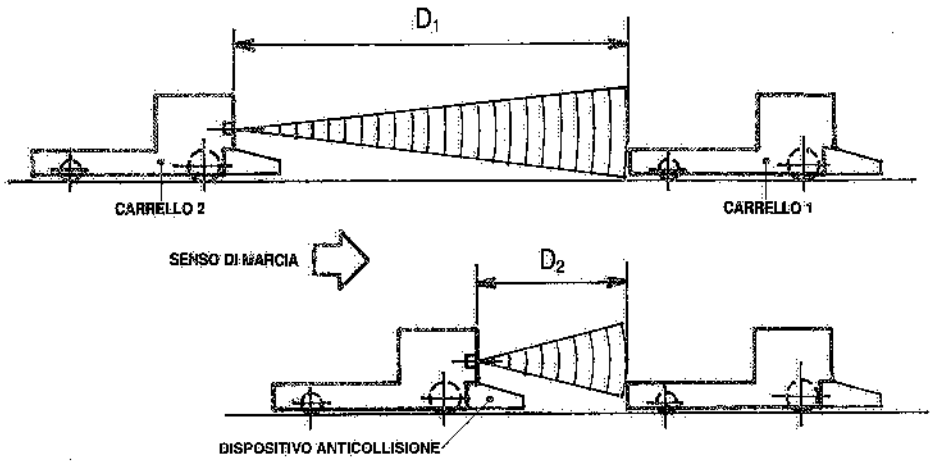


Fig. I.27 – Distanziatore di sicurezza costituito da sensori all'infrarosso.

movimenti incontrollati dei carichi trasportati, questi vengono bloccati sopra il carrello durante il movimento.

Nel caso delle tradotte (carrello trattore e uno o più rimorchi), le manovre di collegamento e sganciamento dei veicoli devono essere sicure; inoltre, devono essere impediti sganciamenti accidentali dei carrelli durante il moto.

Per richiamare maggiormente l'attenzione, sui carrelli vengono dipinte strisce alternate di colore giallo e nero; strisce analoghe sono riportate su eventuali ostacoli. Anche la pista di marcia dei veicoli deve essere delimitata da linee continue tracciate al suolo.

Circa l'impianto elettrico di bordo devono essere soddisfatte la legge 18 ottobre 1977, n. 791 (modificata dal D.Lgs. 25 novembre 1996, n. 626), il D.Lgs. 12 novembre 1996, n. 615, e le norme CEI 64-8 e 44-5.

Come si è detto, i carrelli sono provvisti di batterie di accumulatori: si impiegano batterie al piombo od al nichel-cadmio. Le prime sono meno costose, ma richiedono tempi più lunghi per la ricarica. Le seconde costano di più, ma il loro tempo di ricarica è minore, il che consente di effettuare tale operazione lungo il percorso, in concomitanza di soste dei carrelli, senza necessità di sostituire le batterie. Questa possibilità è realizzabile, ad esempio, in corrispondenza di stazioni di montaggio, durante la fermata del carrello: infatti, con le batterie al Ni-Cd bastano 15-20 minuti per ottenere il ripristino di un sufficiente livello di carica.

La ricarica lungo il percorso si può attuare mediante:
- stazioni di "aggancio";
- bandelle di contatto aeree;
- contatti a terra.

Non sussistono problemi di inquinamento dell'aria ambiente in fase di ricarica delle batterie, siano esse al Ni-Cd oppure al piombo nella versione – di utilizzo corrente – a ricombinazione di gas, che non dà luogo alla emissione di nebbie solforiche.

Il computer centralizzato di comando e controllo consente di organizzare programmi di manutenzione preventiva, indirizzando i carrelli verso zone adibite a questo scopo (8), secondo sequenze prestabilite. Inoltre, appositi diodi luminosi o display alfanumerici a bordo del carrello segnalano eventuali avarie, permettendo un pronto intervento da parte del personale di manutenzione.

Citiamo, infine, le normative da tenere presenti ai fini della sicurezza del sistema di trasporto in esame:
- D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547;
- D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303;
- D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459;
- norme UNI ISO 2163 – 3287 - 3691 – 5053;
- norme UNI EN 1525 - 1526.

I.7. PUNTI DI FORZA DEI SISTEMI AGV

La diffusione dei sistemi AGV nell'industria è essenzialmente basata sui seguenti motivi:
- consentono di trasportare i materiali seguendo percorsi anche complessi, con punti di carico e scarico o di lavoro disposti lungo il tragitto e spostabili secondo le esigenze;
- non comportano ostacoli fissi lungo i percorsi dei carrelli;
- l'organizzazione dei trasporti può essere programmata e non richiede personale addetto ai trasporti stessi;
- si può ottimizzare il percorso dei veicoli prevedendo by-pass, sorpassi, missioni speciali;
- sono possibili modifiche o ampliamenti dei percorsi con relativa facilità;
- la potenzialità di trasporto può essere aumentata o diminuita sensibilmente con l'inserimento o l'esclusione di carrelli, nonché intervenendo sul numero delle stazioni di carico e scarico o di lavoro;
- i sistemi AGV sono facilmente integrabili con altri impianti di movimentazione;
- estendono ai trasporti interni il livello di automazione raggiunto nelle fasi di produzione, cosicché movimentazione dei materiali e ciclo produttivo vengono a costituire un unico sistema, soggetto ad un controllo comune da parte di un calcolatore;
- nessuna alterazione deriva alle condizioni ambientali dai sistemi AGV.

I.8. PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA AGV

Gli elementi tecnici su cui si basa la progettazione di un sistema AGV sono essenzialmente i seguenti:
- layout del sistema di trasporto (9) inserito nella planimetria dei reparti produttivi (fig. I.28);

(8) Per le operazioni di riparazione e manutenzione dei veicoli, si prevede un tratto di linea fuori dei percorsi operativi dei carrelli. È ovviamente indispensabile disporre di un manuale di esercizio e manutenzione dell'impianto AGV.

(9) Nella stesura del layout di un sistema AGV occorre tenere conto di: ingombri dei carrelli in rettilineo ed in curva (fig. I.29); spazi per passaggi pedonali; by-pass; tratti di percorso destinati a soste od attese (fig. I.30).

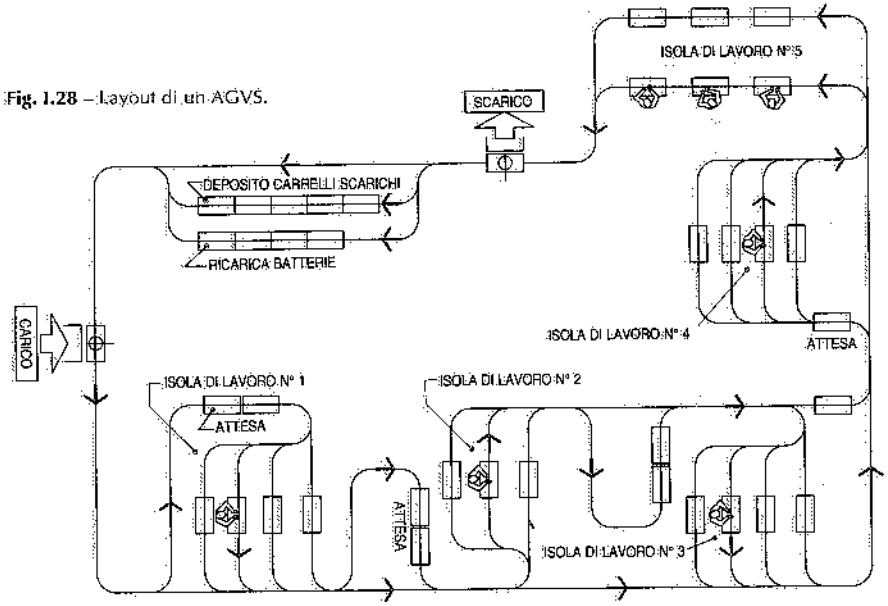


Fig. I.28 – Layout di un AGVS.

- tipi e caratteristiche dei materiali o delle unità di carico da trasportare (pesi, profili, ecc.);
- numero ed ubicazione dei punti di carico e scarico e distanze fra i primi ed i secondi;
- entità delle movimentazioni (numero di contenitori, pezzi, ecc.) e dei trasporti tra punti di carico e punti di scarico, riferite ad ogni voce e ad una prestabilita unità di tempo (ad esempio, la giornata lavorativa);
- interfaccia con altri sistemi di trasporto;

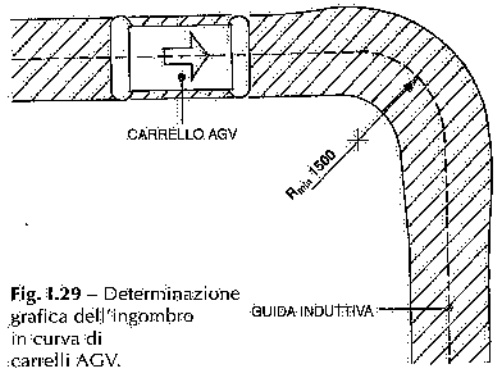


Fig. I.29 – Determinazione grafica dell'ingombro in curva di carrelli AGV.

- spazi necessari per inversioni di marcia, aree di sosta, ricarica batterie;
- future esigenze di espansione;
- sicurezze ed affidabilità richieste (10).

Noti i dati di cui sopra, si definiscono il tipo di carrello (caratteristiche costruttive

(10) Con riferimento alla sicurezza, si devono in ogni caso assicurare i franchi minimi evidenziati in fig. I.31. Tali valori minimi vanno adeguatamente maggiorati in corrispondenza di curve, diramazioni ed inversioni di marcia, tenendo conto delle caratteristiche dei carrelli.

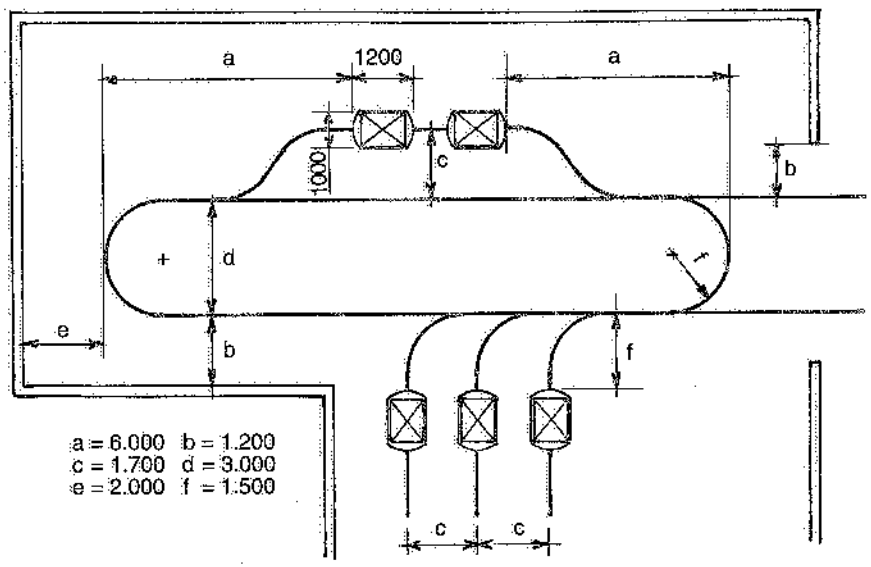


Fig. I.30 – Ingombri minimi di un AGVS (in millimetri) per contenitori aventi dimensioni in pianta di 1000×1200 mm.

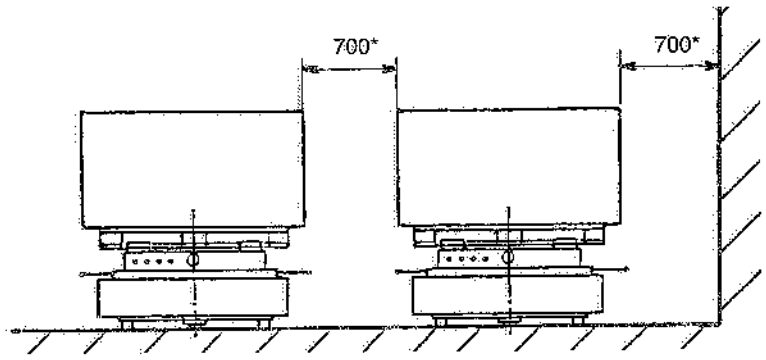


Fig. I.31 – Distanze minime di sicurezza (in millimetri).

e prestazioni "vis à vis" con le versioni di veicoli disponibili sul mercato) ed il sistema od i sistemi di carico e scarico dei carrelli (a terra, in quota, dispositivi di trasferimento, ecc.). Si devono inoltre considerare i tempi di ritorno dei veicoli, i tempi di carico e scarico e di organizzazione delle missioni. In precedenza, abbiamo già riportato alcuni valori indicativi delle principali prestazioni che possono essere richieste ai carrelli AGV di normale impiego.

Alcuni Autori propongono metodi assai approssimativi per valutare il numero di

carrelli occorrente per soddisfare il servizio. Si tratta di calcoli deterministici che non sempre riescono ad interpretare correttamente il problema allo studio.

Ne riportiamo uno a titolo di esempio. Premettiamo che nelle definizioni dei simboli adottati, abbiamo sinteticamente riferito l'indice i agli "articoli" movimentati, intendendo – con tale termine – codici, pezzi, voci, componenti. Così pure si parla genericamente di unità di carico, che in pratica possono essere contenitori, palette, colli, ecc.

La formula risolutiva è la seguente:

$$C = \sum_i \frac{N_i \cdot t_i}{n_i \cdot h}$$

dove:

C = numero di carrelli occorrenti;
N_i = numero di unità di carico da trasportare al giorno per ogni articolo i;
n_i = numero di unità di carico dell'articolo i trasportate da ogni carrello;
t_i = tempo richiesto (misurato in ore) dal carrello che trasporta l'articolo i, valutato in base alla velocità del carrello e tenendo conto di curve, incroci, arresti, carico e scarico delle unità di carico (11);
h = numero di ore lavorative al giorno del sistema AGV.

Data l'incertezza che caratterizza la valutazione deterministica (a meno che si tratti di sistemi molto semplici, comprendenti cioè pochissimi carrelli), si preferisce ricorrere ad un dimensionamento dei sistemi AGV basato sulla simulazione al computer del comportamento dell'impianto. Tale simulazione utilizza algoritmi specifici e consente di ottimizzare il numero ed i percorsi dei veicoli, prevedendo anche code, guasti ed interferenze di traffico.

La fig. I.32 riporta lo schema a blocchi di un procedimento di simulazione di un sistema AGV, del quale si ricerchi l'ottimizzazione gestionale.

Una possibile modellazione può prendere l'avvio dall'immissione nel computer dei seguenti input:

- geometria dell'impianto ovverosia layout in scala delle traiettorie e della configurazione dei carrelli (fig. I.33);
- suddivisione del percorso risultante sul layout in tratti elementari o "celle" con le coordinate dei punti di sosta dei carrelli;
- inserimento dei dati tecnici degli AGV: velocità in rettilineo ed in curva; accelerazione e decelerazione; tempi di carico e scarico dei carrelli; tempo di ricarica delle batterie e relativa autonomia;
- tempi di sosta dei carrelli (funzione della durata delle operazioni previste presso ogni stazione);
- distribuzione probabilistica dei guasti, ricavata da impianti funzionanti.

Il modello di simulazione provvede alla lettura delle suddette informazioni relative alla geometria del sistema ed alle caratteristiche funzionali delle varie celle elementari in cui è stato suddiviso il layout; dopo di che fornisce la "fotografia" ovvero la rappresentazione grafica della situazione relativa al sistema AGV in tempi successivi e prefissati: sul grafico compaiono via via le posizioni dei veicoli e le configura-

(11) Si deve tenere conto di eventuali ritorni a vuoto dei carrelli e dei tempi di organizzazione di una nuova missione operativa. È intuibile la difficoltà di stimare correttamente il valore t_i se si considera che dipende in misura rilevante dalle interazioni fra ogni carrello e tutti gli altri; interazioni difficilmente quantificabili a priori.

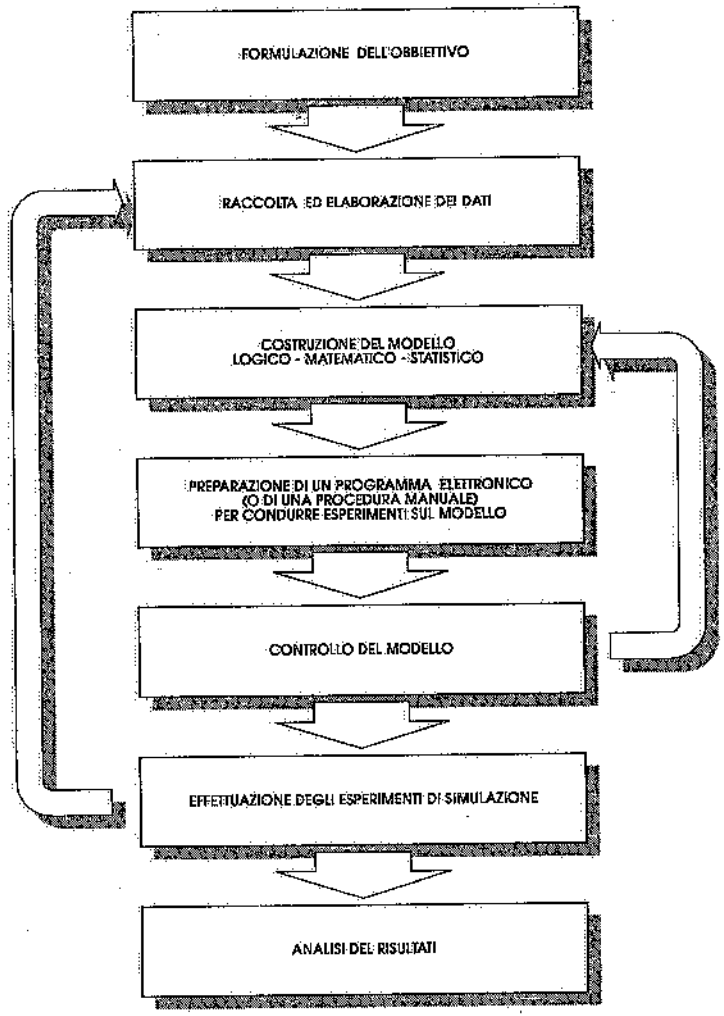


Fig. I.32 – Schema a blocchi della simulazione di un AGVS.

zioni dei carichi trasportati dagli stessi (nel caso in cui tali carichi siano sottoposti a lavorazioni, montaggi, collaudi). In definitiva, si perviene alla soluzione ottimale del problema, la quale consente di individuare:
- il comportamento del sistema dal punto di vista della logica gestionale;
- il numero ottimale di veicoli occorrenti per soddisfare le movimentazioni richieste al sistema AGV;
- i punti critici dell'impianto ovvero code ed ingorghi nei flussi;
- il tempo di permanenza nel sistema di ogni carrello (tempo ciclo);
- le conseguenze di possibili variazioni nella produzione e/o nei trasporti.

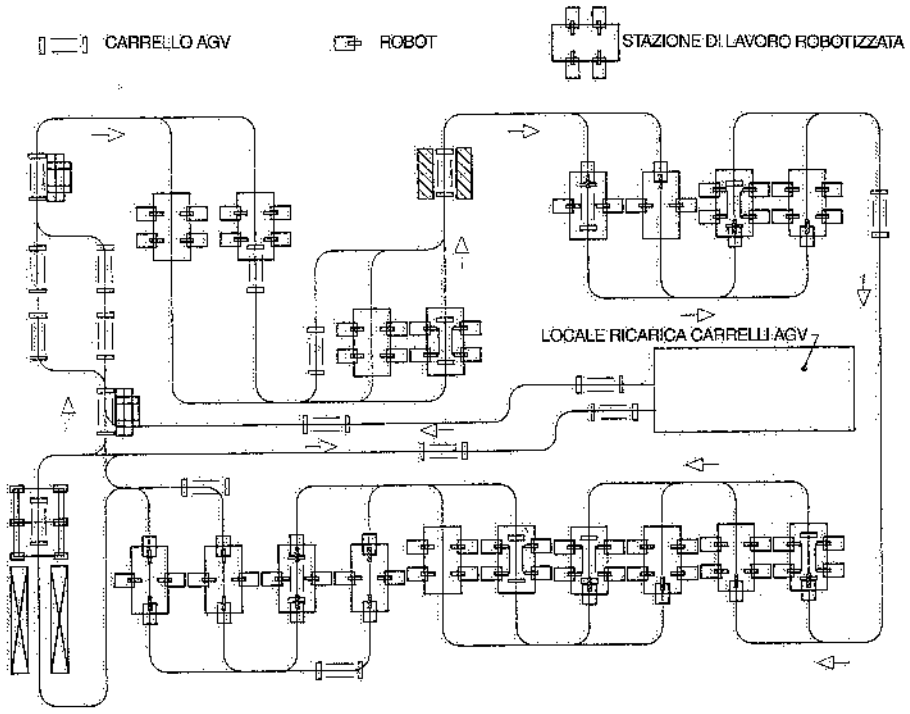


Fig. I.33 – Esempio di layout, disegnato al CAD, relativo ad una linea di assemblaggio scocche servita da carrelli AGV.

Ovviamente, la soluzione tecnica individuata dovrà essere valutata dal punto di vista economico, considerando:
- l'entità dell'investimento ed il conseguente costo di ammortamento;
- i costi di esercizio e manutenzione;
- la produttività del sistema.

La progettazione di un sistema AGV deve anche definire alcune caratteristiche costruttive dell'edificio. In particolare, si citano le seguenti:

a) la resistenza del pavimento in corrispondenza della "pista" su cui passano i veicoli: i valori di tale resistenza devono essere definiti con il costruttore dell'impianto AGV; in ogni caso non devono risultare inferiori a 10 N/mm^2;
b) il coefficiente di attrito tra ruote dei carrelli e pavimento deve essere almeno pari a 0,6, per favorire la frenatura e la trazione dei carrelli;
c) il pavimento (di solito in cemento armato con strato superficiale di materiale antiusura ad elevata durezza) deve resistere all'attacco di acidi (delle batterie) e di altri liquidi che possano eventualmente spandersi a terra;
d) deve essere garantita la complanarità del pavimento: in proposito, citiamo le norme DIN, che precisano le tolleranze di planarità riportate in tabella I.II, nonché i valori massimi delle fessure e delle differenze di altezza ammessi nella pavimentazione (fig. I.34).

Tabella I.II – Tolleranze di planarità secondo le norme DIN 18202.

Distanza dei rilievi A (m)	0,1	1	4	10	15
Tolleranza B (mm)	2	4	10	12	15

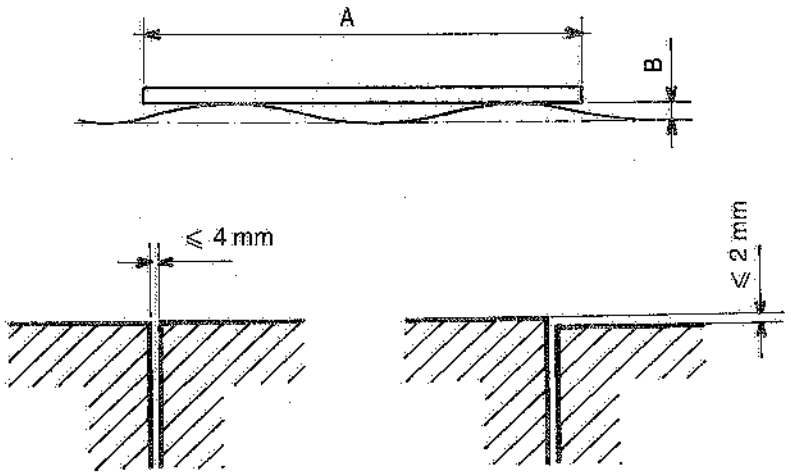


Fig. I.34 – Massime tolleranze ammesse nelle pavimentazioni su cui operino carrelli AGV.

e) i ferri di armatura della soletta ed altri oggetti metallici non dovrebbero trovarsi a distanza inferiore a 50-150 mm (a seconda della massa ferrosa in gioco) dal filo superiore del pavimento;
f) la pendenza ammissibile nella direzione di marcia e trasversalmente alla stessa è del 1%;
g) le aperture nelle pareti divisorie di ambienti diversi devono avere larghezze pari all'ingombro fuori-tutto dei carrelli con il carico a bordo, più un franco laterale non minore di 700 mm se è previsto un passaggio pedonale e di 100 mm se è impedito ogni transito di persone.

I.9. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Cesab – CGT – Comau Systems – Dematic – Fata Handling – Indumat – Jungheinrich – Movim – NDC – Pianelli & Traversa – Swisslog – Telemecanique.

II. – Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori

II.1. COMPOSIZIONE DEL SISTEMA

I sistemi di trasporto aereo in esame (Automated Electrified Monorail = AEM oppure Electrified Monorail System = EMS) consistono in carrelli motorizzati che, scorrendo su vie di corsa sopraelevate, sono in grado di svolgere operazioni di trasporto completamente automatizzate da uno o più punti di partenza ad uno o più punti di arrivo (fig. II.1). Di seguito, sono descritti i principali componenti di tali sistemi.

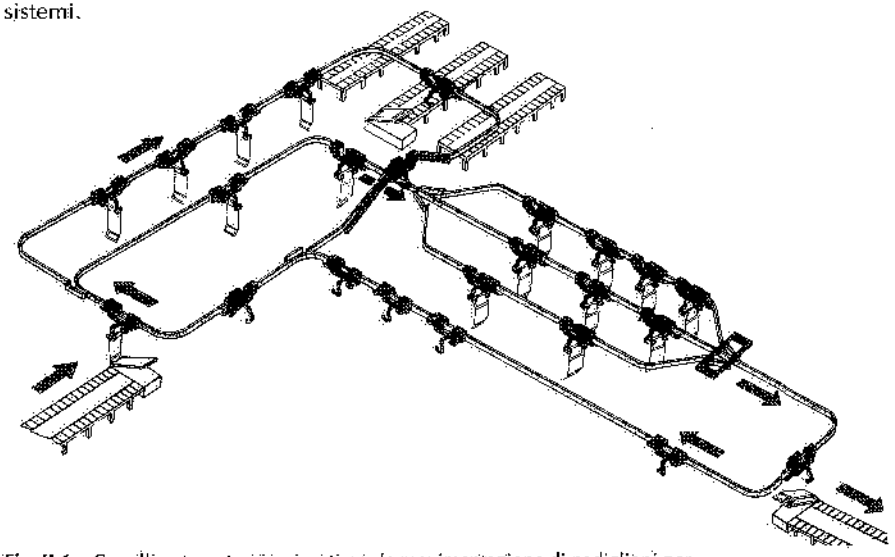


Fig. II.1 – Carrelli automotori impiegati per la movimentazione di padiglioni per autovetture.

A) Carrelli, costituiti da un elemento motore, sovente collegato con uno o più elementi non motorizzati mediante barre di accoppiamento atte a sostenere il carico da trasportare (fig. II.2). I carrelli motorizzati comprendono un corpo principale metallico, il motoriduttore e relativi freno ed apparecchiatura elettrica, il gruppo di codificazione e di comando delle destinazioni, la ruota portante e le ruote di contrasto laterali, l'elemento di sospensione del carico o della barra di accoppiamento.

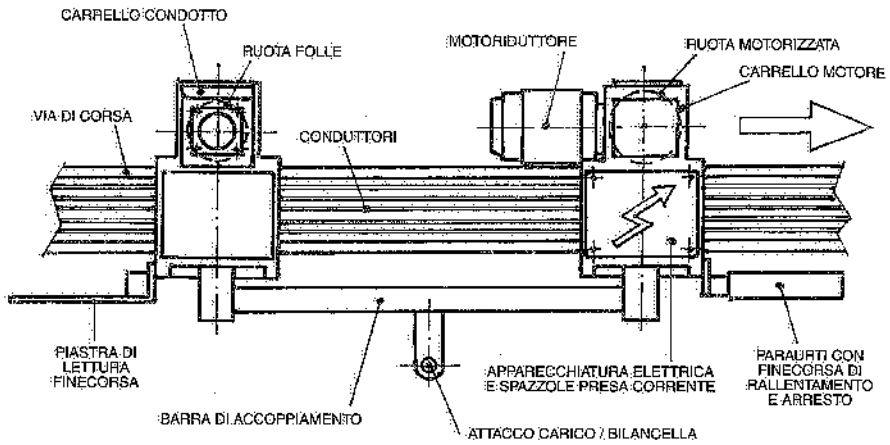


Fig. II.2 – Carrello doppio (motorizzato più condotto) con barra di accoppiamento.

I carrelli sono alimentati con corrente alternata (trifase o monofase) oppure con corrente continua: la seconda alternativa consente precisioni di arresto millimetriche dei carrelli, precisioni che con i motori a corrente alternata è possibile ottenere mediante azionamento a frequenza variabile (inverter) oppure ricorrendo ad apposite attrezzature (blocchi di centraggio).

La velocità di traslazione dei carrelli automotori può variare – durante le singole missioni – entro un range piuttosto ampio di valori.

L'alimentazione elettrica è di solito a 380 V in corrente alternata oppure 42V in corrente continua e la presa della corrente è affidata ad un gruppo di contatti striscianti (spazzole) che scorrono solidali al carrello all'interno dei conduttori in rame (bandelle) aventi sezione a U.

Alcuni costruttori realizzano carrelli dotati di batterie, cosicché per la loro movimentazione non occorre alcuna linea di alimentazione.

Tutti i carrelli hanno un proprio sistema di controllo costituito da un PLC: la trasmissione dei segnali di comando e di controllo avviene prevalentemente tramite bandelle o – meno sovente – con sistemi analoghi a quelli citati per i carrelli AGV, vale a dire raggi infrarossi, laser, via ottica, onde radio, ecc.

In alcuni casi specifici, costituendo l'alimentazione elettrica una potenziale fonte di pericolo (in relazione alle lavorazioni od alla presenza di gas o materiali infiammabili), si sono realizzati carrelli dotati di motore pneumatico, vale a dire azionati da aria compressa – nel range da 7 a 15 bar – contenuta in un serbatoio sopportato da ciascun carrello.

Le ruote portanti e di guida sono costruite in materiali sintetici, al fine di contenere a livelli molto bassi la rumorosità conseguente al moto sulla rotaia di scorrimento.

Anteriormente, i carrelli sono dotati di paraurti realizzati in materiali plastici o metallici: se un ostacolo viene accidentalmente a trovarsi sul percorso programmato di un carrello, la pressione generata dal contatto provoca l'arresto del mezzo di trasporto. Oltre ai suddetti dispositivi anticollisione di tipo meccanico, i carrelli dispongono di un sensore fotoelettrico o magnetico oppure, meno frequentemente, di una fotocellula in grado di rilevare eventuali ostacoli lungo il percorso (ad esempio, un carrello che si venga a trovare a distanza ravvicinata): in tale evenienza, il dispositivo interrompe l'alimentazione del motore e quindi ferma il carrello interessato. L'impiego di tali dispositivi consente anche la formazione di accumuli in sequenza dei carrelli lungo tratti di linee all'uopo predisposti.

Il carrello motorizzato è inoltre dotato di un dispositivo manuale od automatico di innesto e disinnesto rapido, che consente di rendere folle il carrello stesso in caso di avaria al gruppo di comando.

Gli elementi condotti sono semplicemente portanti e pertanto la ruota di scorrimento, montata su cuscinetti a sfere, è folle. Quando i carrelli sono costituiti dall'elemento motore e da uno o più elementi condotti, il carico viene sopportato dalla barra di accoppiamento tramite apposito gancio od altra attrezzatura di sostegno (bilancella).

B) Vie di corsa aeree, costituite da rotaie in leghe leggere, alluminio estruso od acciaio, il cui profilo è definito in base ad esigenze funzionali, in particolare per assicurare contemporaneamente funzioni di sostegno e di guida: infatti, la parte superiore della via di corsa sopporta il carico, mentre le facce laterali fungono da guida (fig. II.3). Su un fianco dell'anima della rotaia sono installati i conduttori di alimentazione elettrica, di trasmissione dei comandi ai carrelli e di ricevimento delle informazioni riguardanti la loro posizione, lo stato di carico, ecc. I conduttori, generalmente da 8 a 10 unità, sono suddivisi in conduttori di potenza e di segnale. È possibile la trasmissione di informazioni in forma seriale su un solo conduttore, ma di solito si trasmettono due segnali per ogni conduttore. Comandi ed informazioni possono anche essere trasmessi, anziché con conduttori, mediante appositi sensori, installati lungo il percorso dei carrelli.

La rotaia di scorrimento è sopportata da appositi staffaggi (fig. II.4) fissati alle strutture portanti dell'edificio oppure predisposte all'uopo. Essa collega una o più stazioni di carico con uno o più punti di scarico, seguendo percorsi prestabiliti, comprendenti tratti rettilinei, in piano od in pendenza, curve, scambi, ecc. (fig. II.5).

È ormai consolidata la tendenza verso costruzioni modulari delle vie di corsa, facilitando così modifiche od estensioni del layout iniziale. Anche le caratteristiche costruttive delle vie di corsa sono oggetto di unificazione: ne consegue che il profilo della rotaia rimane costante al variare del carico trasportato e solo il passo delle sospensioni viene scelto di volta in volta in base ai pesi movimentati.

Gli scambi sono costituiti da un telaio fisso ed uno mobile (azionato da un dispositivo pneumatico oppure da un motoriduttore), sul quale sono installati tratti di rotaia rettilinei e/o curvilinei così da realizzare scambi a due ed a tre vie oppure

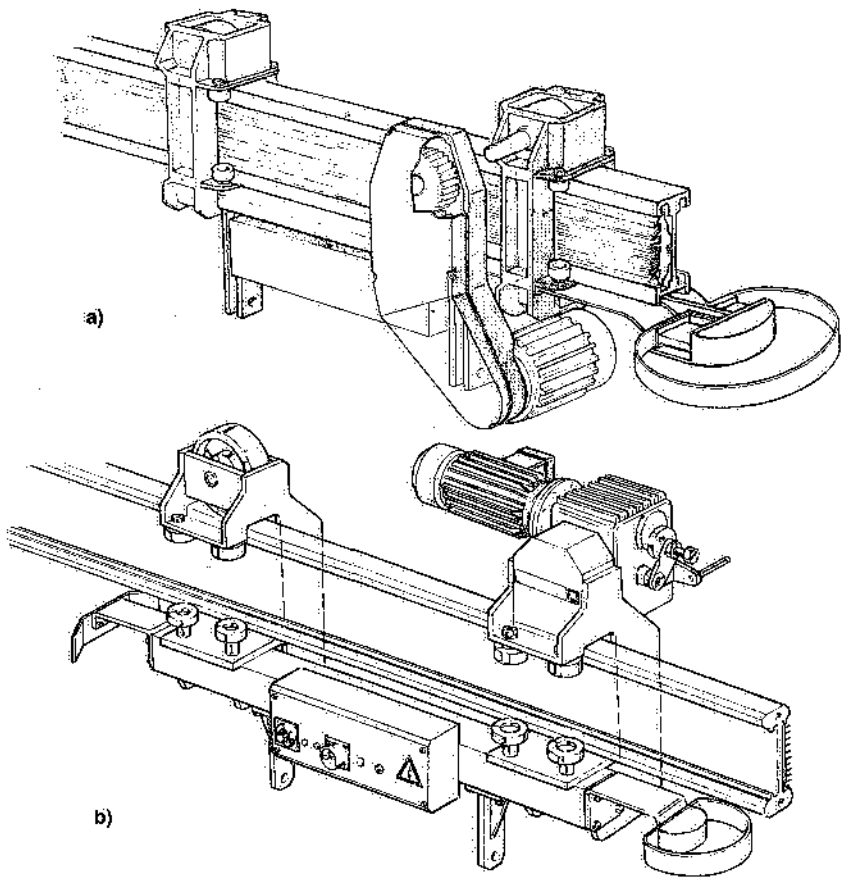


Fig. II.3 – Vie di corsa e carrelli automotori: in entrambi i casi sono visibili le ruote di contrasto laterali. Nella versione a) il motore è previsto inferiormente alla via di corsa; nel caso b) il motore è installato al di sopra della via di corsa.

rotanti (fig. II.6); prima di ogni scambio, un apposito dispositivo di lettura consente la preselezione del percorso ed il posizionamento dello scambio stesso: quando quest'ultimo non funziona o richiede tempi superiori al previsto, il carrello non può passare e viene segnalata l'avaria.

Sovente il carrello deve spostarsi in direzione verticale, ad esempio per caricare o scaricare il materiale oppure per superare dislivelli che gli spazi disponibili non consentono di raggiungere con le pendenze massime consentite dal sistema o, ancora, perché tale spostamento è richiesto in corrispondenza di posti di lavoro: in tali casi, si ricorre a stazioni di sollevamento od elevatori-discensori (1), che provvedono ad

(1) Di solito, le stazioni di sollevamento consistono in un telaio, mobile lungo una colonna in profilati elettrosaldati, il quale sostiene un tratto di via di corsa poco più lungo del carico trasportato. Sulla colonna verticale sono fissate le guide per lo scorrimento delle ruote di contrasto del telaio mobile e l'alloggiamento dell'eventuale contrappeso.

alzare ed abbassare un tratto della via di corsa fino all'altezza necessaria (fig. II.7). Per tale movimento, si devono adottare opportune predisposizioni antinfortunistiche: blocchi elettrici del carrello, controllo della velocità, dispositivi anticaduta dell'elemento mobile.

C) Sistema di gestione e controllo adeguato alle esigenze specifiche dell'impianto.

Negli impianti tradizionali le missioni dei carrelli possono essere comandate dalle stazioni di partenza o da quelle di arrivo oppure da un calcolatore di processo. Nel

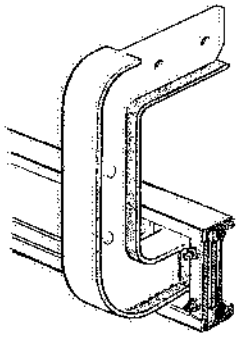


Fig. II.4 – Staffaggio di sostegno della via di corsa di carrelli automotori.

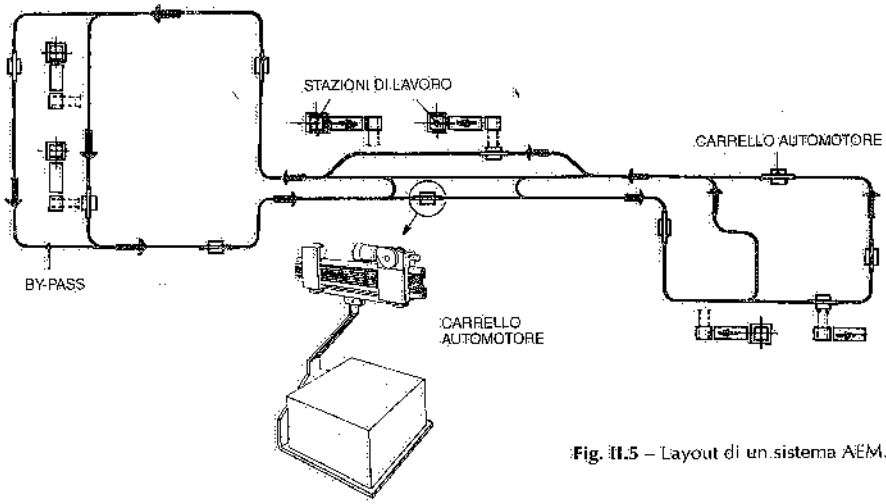


Fig. II.5 – Layout di un sistema AEM.

primo caso, i carrelli sono indirizzati verso le rispettive destinazioni con codificazione magnetica, meccanica o manuale. Nel secondo caso, le stazioni di arrivo preselezionano un determinato carrello, codificato – ad esempio – in funzione del carico trasportato, e lo richiamano al punto di scarico; le modalità di comando possono ancora essere di tipo magnetico, meccanico o manuale.

Negli impianti più complessi o di maggiore potenzialità ed in generale nelle più recenti realizzazioni, si installano PLC a bordo dei carrelli e due o più calcolatori (in relazione all'estensione delle vie di corsa ed al numero di carrelli in esercizio) per la gestione delle missioni e dei percorsi dei carrelli; questi calcolatori sono eventualmente sottesi ad un'apparecchiatura centralizzata di supervisione, la quale interfaccia con un computer dedicato (fig. II.8); quando non si rende necessario il supervisore, i calcolatori di gestione delle missioni e dei percorsi sono direttamente collegati con il calcolatore dedicato. In tutti i casi, l'intero circuito dell'EMS è suddiviso in tratti direttamente collegati con il calcolatore dedicato; pertanto, lo scambio di dati ed informa-

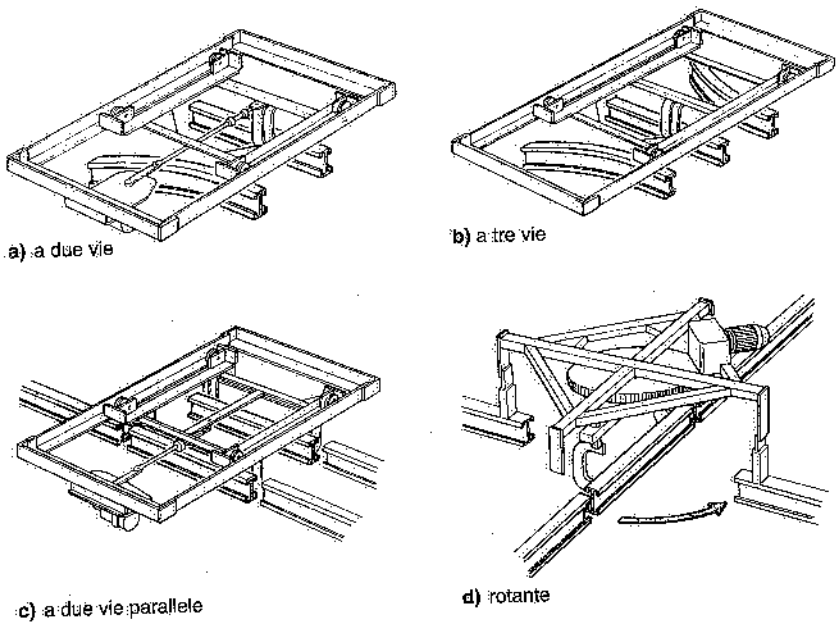


Fig. II.6 – Scambi per carrelli automotori.

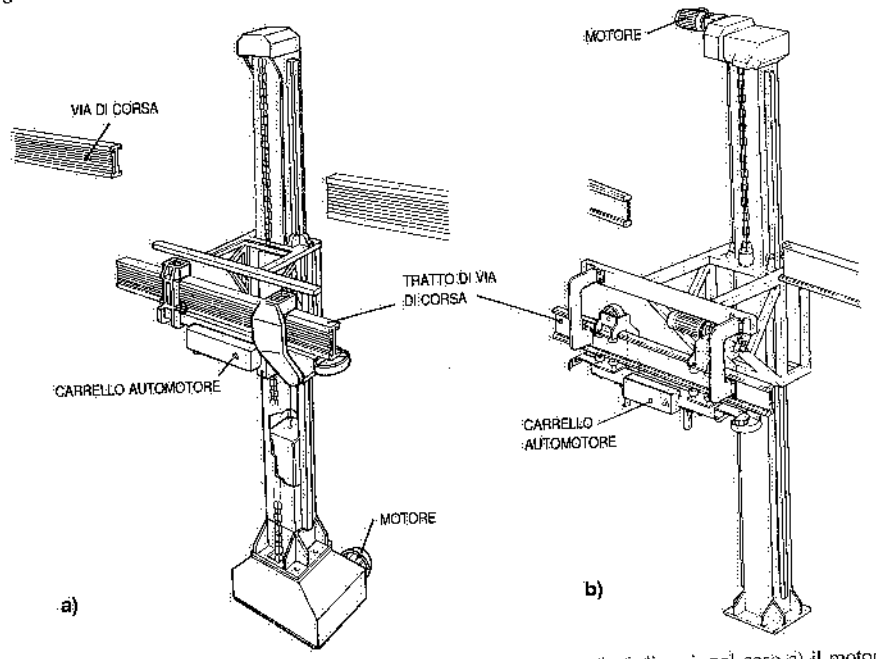


Fig. II.7 – Discensori-elevatori per trasferire carrelli automotori tra piani diversi: nel caso a) il motore che presiede al sollevamento si trova in basso, nel caso b) in alto.

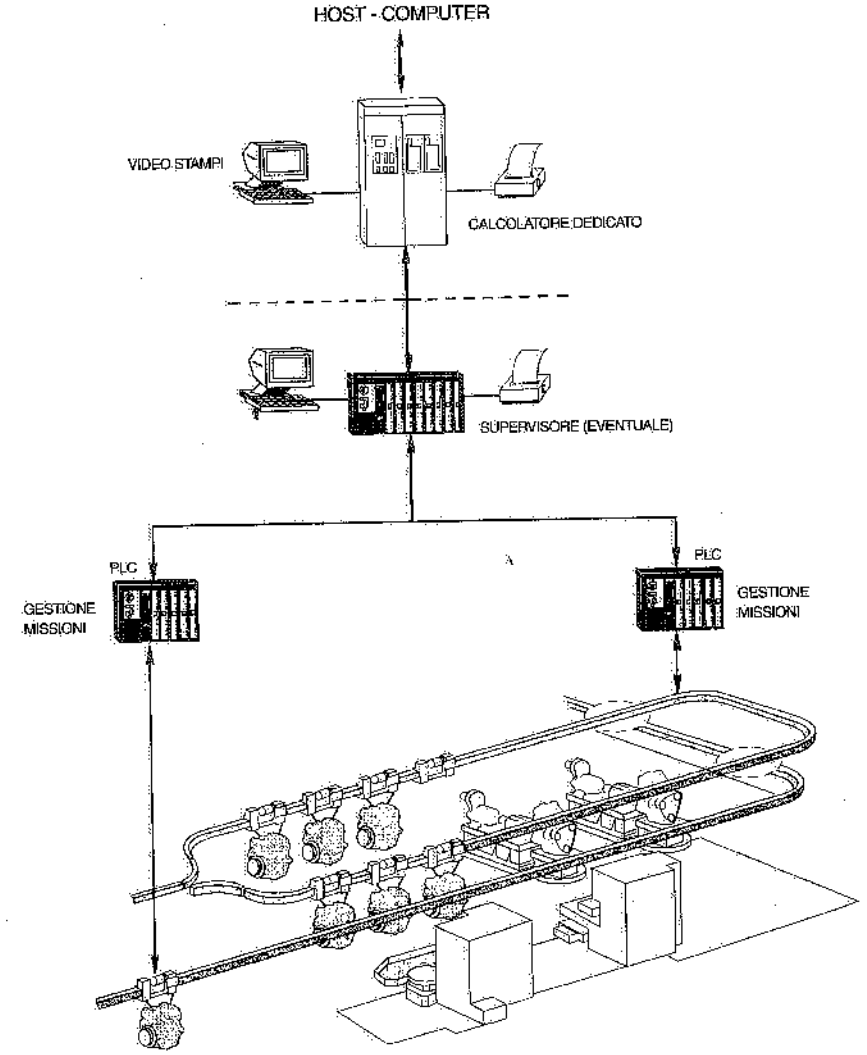


Fig. II.8 – Sistema gestionale di un impianto di trasporto con carrelli automotori.

zioni tra i carrelli ed il suddetto computer, avviene settore per settore. È così possibile:

- gestire le missioni dei carrelli (tipo di materiale da trasportare, destinazione secondo il percorso ottimale, cambi di velocità, arresti, ecc.);
- aggiornare ed eventualmente visualizzare (su video) la situazione dell'impianto, ossia: materiali movimentati, avarie ai vari livelli, fermate od emergenze, ecc.

Il quadro elettrico di bordo gestisce i segnali e dialoga con il calcolatore dedicato. Inoltre la gestione computerizzata del sistema AEM può interfacciare il sistema di livello superiore dello stabilimento.

D) Dispositivi automatici di carico e scarico dei carrelli, atti a consentire prelievi e depositi rapidi e sicuri dei materiali da movimentare oppure il loro trasferimento da o su altri trasportatori (rulliere, AGV, ecc.), macchine operatrici, magazzini (fig. II.9).

Gli attrezzi di presa del carico sono scelti in funzione delle specifiche esigenze e possono assumere le conformazioni o le caratteristiche più adatte allo scopo.

Il carico e lo scarico automatico dei carrelli automotori hanno via via sostituito le rispettive operazioni di tipo manuale, ormai adottate solo più negli impianti leggeri e a bassa movimentazione.

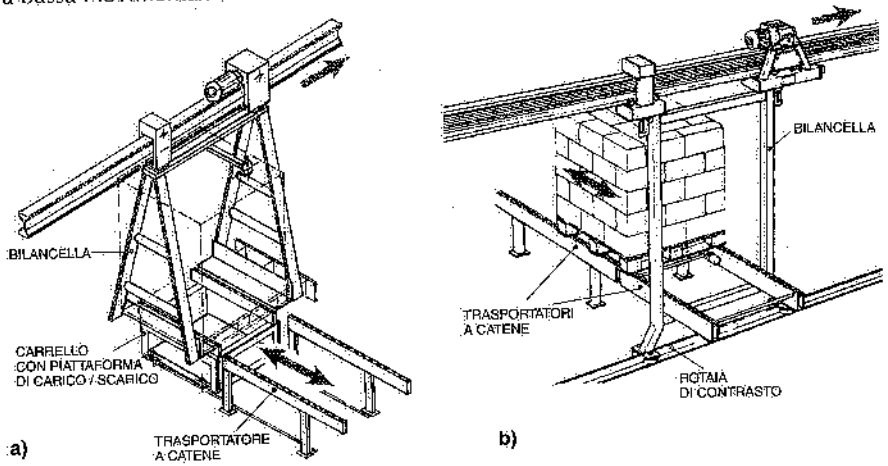


Fig. II.9 – Dispositivi per il carico e lo scarico automatici di unità di carico trasportate con carrelli automotori.

E) Sicurezze antinfortunistiche. Le predisposizioni antinfortunistiche adottate per i sistemi di trasporto in esame sono le stesse già illustrate per gli AGVS. In questo caso, però, nei tratti di percorso in cui le vie di corsa sono sopraelevate, è necessario prevedere delle protezioni fisse al di sotto del tragitto dei carrelli, in modo da evitare cadute del materiale trasportato nelle aree sottostanti e consentire gli interventi manutentivi a quelle altezze in condizioni di sicurezza.

II.2. CARATTERISTICHE TECNICHE E PRESTAZIONI

Riportiamo alcuni dati caratteristici dei trasportatori aerei con carrelli automotori, precisando che si tratta di valori orientativi:

– *Carrelli doppi* (conduttore + condotto), come evidenziato in fig. II.2a (2): i carrelli di questo tipo disponibili sul mercato coprono una gamma di portate nominali comprendente, approssimativamente, i seguenti valori: 500-1000-1500-2000-2500 kg_f; la

(2) Quando il carico da trasportare ha peso e lunghezza rilevanti, si ricorre a trasportatori AEM con tre o più carrelli accoppiati: a titolo indicativo, con tre carrelli si superano i 3000 kg di capacità portante, senza che le altre prestazioni riportate per i carrelli doppi diminuiscano in misura significativa.

velocità può raggiungere 2 m/s, salvo che per i carrelli di portata 2500 kg_f, la cui velocità diminuisce a meno di 1 m/s.

La pendenza massima superabile per sola aderenza è di alcuni gradi; adottando "gruppi parassiti" di trascinamento oppure particolari dispositivi meccanici si possono superare pendenze fino a circa 45° (fig. II.10a), ovviamente a velocità minori (< 0,5 m/s). Il raggio minimo delle curve varia da 800 a 2000 mm nel piano orizzontale e da 3500 a 5000 mm per le curve che si sviluppano in verticale: il valore da considerare di volta in volta dipende dall'interasse fra i carrelli motore e condotto e dall'ingombro dei carichi trasportati.

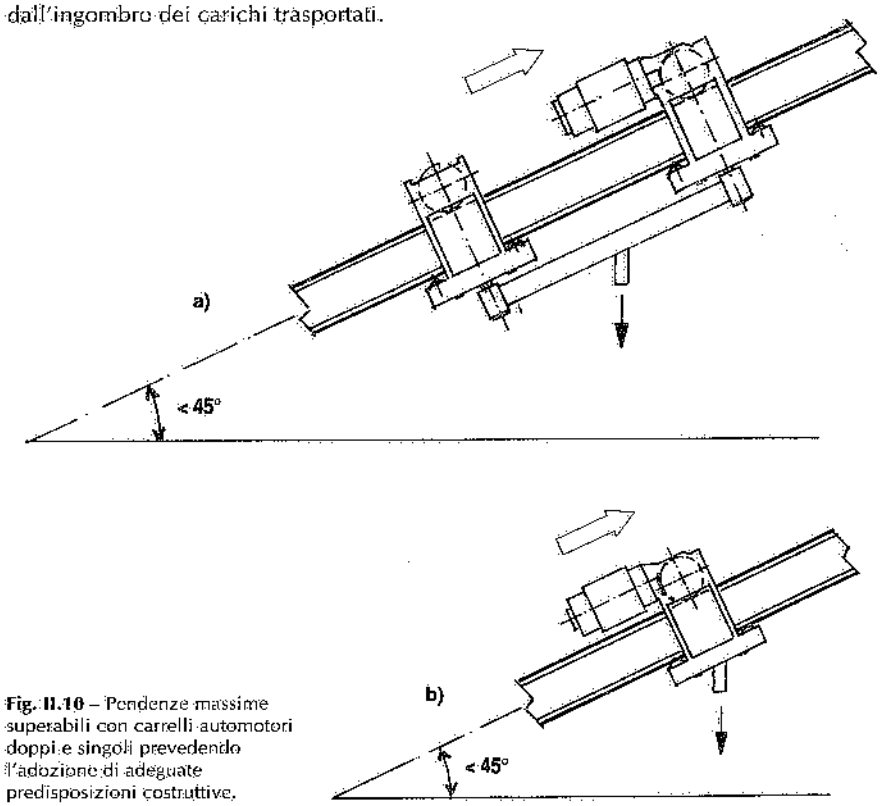


Fig. II.10 – Pendenze massime superabili con carrelli automotori doppi e singoli prevedendo l'adozione di adeguate predisposizioni costruttive.

– *Carrelli singoli* (fig. II.10b):
  – su percorsi in piano: portata massima 250 kg_f con velocità fino a 2 m/s e pendenza massima di 2°-3°;
  – con percorsi in salita: portata massima 150 kg_f, velocità massima 0,5 m/s, pendenza massima 45° circa (3).

I motori installati sui carrelli (singoli o doppi) sono alimentati in corrente continua o, più sovente, in corrente alternata (nel qual caso possono essere a doppia pola-

(3) Adottando dispositivi a cremagliera, è possibile percorrere tratti di via di corsa in verticale.

rità): in entrambe le alternative è prevista la possibilità di muovere i carrelli a velocità di circa 0,1 m/s in coincidenza di manovre di accostamento o di centraggio.
Il numero di carrelli movimentabili nell'unità di tempo con un sistema di trasporto aereo automotore si può ricavare partendo dalle formule:

$$N = \frac{v}{d} \qquad \text{(II.1)}$$

dove:
N = numero di carrelli al secondo;
v = velocità di traslazione dei carrelli (m/s);
d = interasse minimo fra i carrelli sulla via di corsa (metri);

$$d = \frac{v^2}{2b} + L \qquad \text{(II.2)}$$

con:
b = decelerazione di frenatura del singolo carrello (m/s^2);
L = lunghezza fuori tutto dei carrelli (metri) oppure ingombro, nella direzione del moto, del carico trasportato (se questo è più lungo del carrello vero e proprio).

Dalle (II.1) e (II.2) si può risalire alla

$$N = \frac{v}{v^2/2b + L} \qquad \text{(II.3)}$$

Valutato il numero N di carrelli che si possono movimentare, è possibile risalire al peso utile trasportato nell'unità di tempo.

La (II.3) fornisce la potenzialità teorica del sistema di trasporto in quanto non tiene conto dei tempi di carico e scarico dei carrelli. L'incidenza di segno negativo di queste operazioni può essere ridotta predisponendo stazioni di carico e di scarico in parallelo; del resto, l'installazione di by-pass è sovente prevista nei casi in cui i carrelli devono sostare presso stazioni di lavoro (fig. II.11).

Il numero dei carrelli occorrenti può anche essere determinato come segue: si calcola il tempo totale T richiesto ad un carrello per compiere una missione su un percorso medio e tornare quindi al punto di partenza, tenendo conto della velocità del carrello stesso sui tratti rettilinei, dei rallentamenti nelle curve, degli scambi o degli eventuali discensori. Si rapporta il tempo T con il tempo ciclo t richiesto e si ricava il numero di carrelli con la

$$N = \alpha \frac{T}{2} \qquad \text{(II.4)}$$

dove α è un parametro che tiene conto di eventuali intasamenti e/o precedenze nei punti critici (scambi, traslatori, discensori): i valori di α variano tra 1 e 1,3.

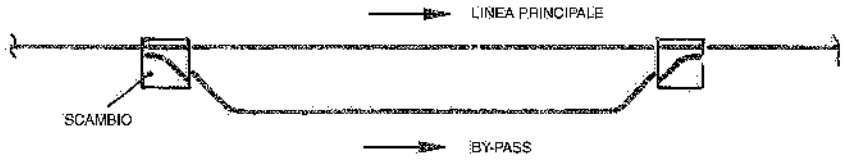


Fig. II.11 – By-pass lungo il percorso principale di un sistema AEM.

II.3. PUNTI DI FORZA DEI SISTEMI EMS

I principali vantaggi conseguibili con un sistema di trasporto aereo a carrelli automotori sono:
- installazione aerea, quindi senza intralci a piano pavimento;
- limitati ingombri dei carrelli;
- elevate potenzialità di trasporto, adeguabili alle spesso mutevoli esigenze operative; tale adeguamento si può ottenere sia variando il numero di carrelli operanti nel sistema, sia intervenendo sulla velocità dei carrelli stessi e/o sul sistema di gestione;
- attuazione di percorsi complessi e su diversi piani o livelli, con possibilità di ampliarli o modificarli in caso di necessità;
- eventuale traslazione bidirezionale;
- possibilità di costituire, lungo il percorso od i percorsi dell'impianto, zone di accumulo dei carrelli (fig. II.12) sia con il carico a bordo, sia scarichi, in attesa di essere utilizzati;
- rapidità di montaggio (grazie alla modularità dei componenti) e agevole manutenzione (fuori linea);
- funzionamento silenzioso e consumo energetico limitato (negli impianti normali non si devono ricaricare batterie e l'assorbimento di corrente ha luogo solo per i carrelli in movimento);

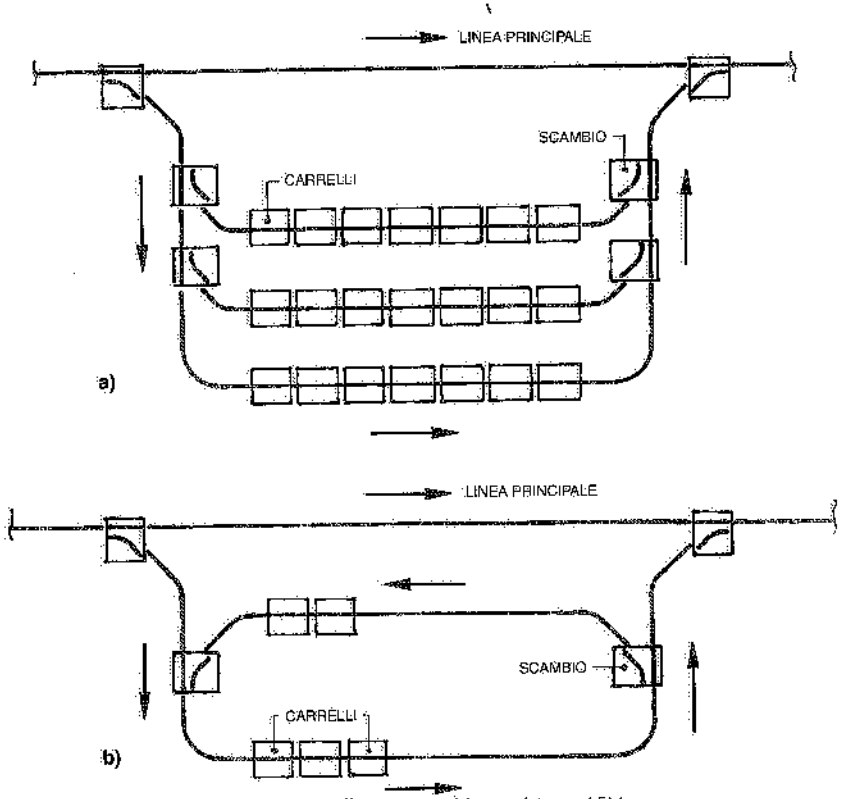


Fig. II.12 – Modalità di accumulo di carrelli automotori in un sistema AEM.

– possibile interfacciamento con stazioni operative di tipo manuale od automatico e con altri sistemi di trasporto;
– ove necessario, i carrelli possono essere equipaggiati con implementi atti a consentire il sollevamento, l'abbassamento e la rotazione dei pezzi o dei colli trasportati.

Sovente il sistema di trasporto in esame costituisce una alternativa all'impianto AGV, dal momento che è in grado di fornire analoghe prestazioni. A favore dei carrelli automotori deve essere segnalata l'assenza di ingombri al suolo, con conseguente layout di minori dimensioni; per contro, il sistema a carrelli automotori può presentare una minore flessibilità rispetto all'AGVS qualora si debbano apportare modifiche dopo l'entrata in funzione dell'impianto.

La normativa di riferimento per i carrelli automotori è la seguente:
– D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547;
– D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459;
– D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626;
– D.Lgs. 12 novembre 1996, n. 615;
– D.Lgs. 25 novembre 1996, n. 626;
– norma EN 319;
– norme CEI 44.5 (recepimento della EN 60204) e CEI 64.8.

II.4. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Dema – Fata Handling – Dematic – Movim – Pianelli & Traversa - SAF – Swisslog – Telemecanique.

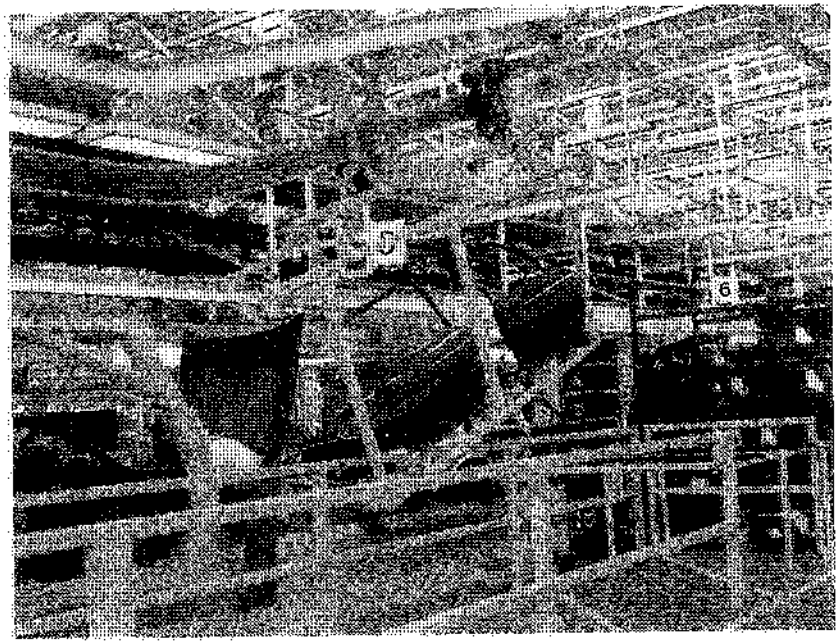


Fig. II.13 – Impianto EMS lungo una linea di montaggio autovetture.

III. – Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid)

III.1. DEFINIZIONE DEL SISTEMA

La movimentazione, lungo le linee di lavorazione e/o di montaggio, di componenti ingombranti ed aventi determinate caratteristiche, è sovente affidata a particolari trasportatori automatici "a slitta".

Tali trasportatori sono caratterizzati da speciali telai metallici configurati nella forma più adatta a sostenere i componenti da trasportare (fig. III.1); ogni telaio è inferiormente realizzato a somiglianza di una slitta (donde il nome di *skid* correntemente attribuito a questo sistema di trasporto); l'insieme componente-telaio a slitta assume la conformazione di una unità di trasporto (fig. III.2), movimentata da trasportatori motorizzati del tipo a rulli, a tapparelle od a catene, installati a filo pavimento oppure sopra o sotto tale livello o, ancora, disposti su appositi soppalchi. È inoltre possibile – come vedremo – prevedere accumuli dei suddetti skid (con o senza i componenti posizionati sugli stessi) lungo linee o tratti di linea.

La fig. III.3 illustra una applicazione del sistema a skid alla movimentazione di scocche automobilistiche; in proposito, rileviamo che è particolarmente diffuso

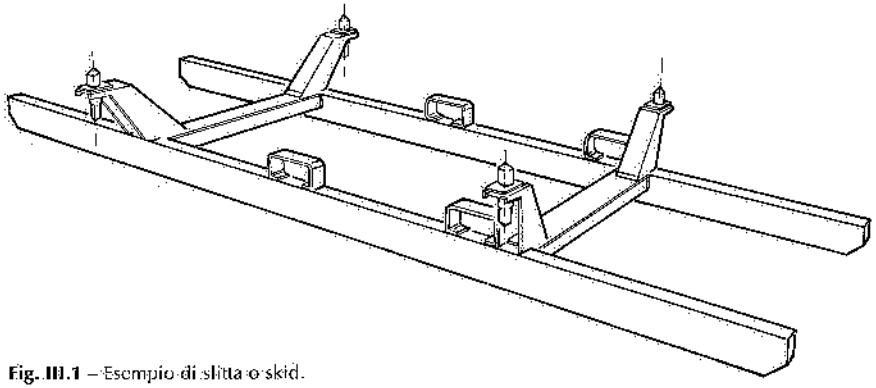


Fig. III.1 – Esempio di slitta o skid.

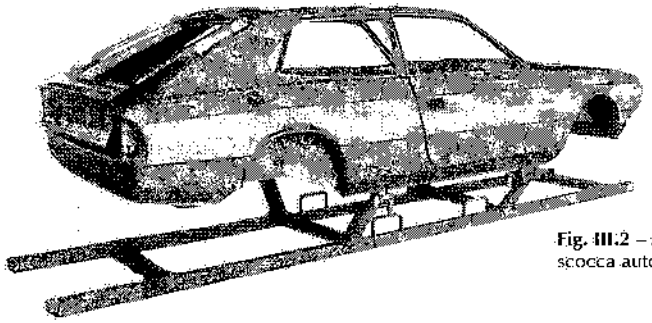


Fig. III.2 – Accoppiamento skid-scocca automobilistica.

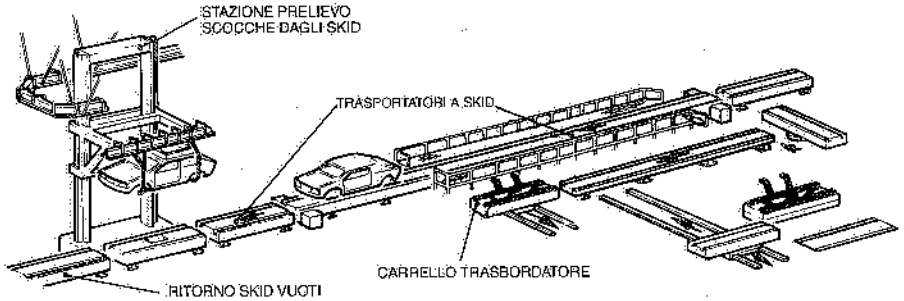


Fig. III.3 – Impianto a skid per la movimentazione di scocche di autovetture.

l'impiego dei trasportatori in esame per la movimentazione di scocche di automezzi nei reparti di verniciatura (seppiatura, spruzzatura, cottura) o lungo le linee di assemblaggio vetture, dove è richiesta l'accessibilità alla scocca da tutti i lati.

Il trasporto con skid è in sostanza adatto alla movimentazione di materiali che richiedono numerose operazioni in serie ed eventualmente automatizzate. Tanto gli skid con il carico quanto quelli scarichi possono essere immagazzinati dentro apposite scaffalature servite da trasloelevatori (fig. III.4) o carrelli speciali; a

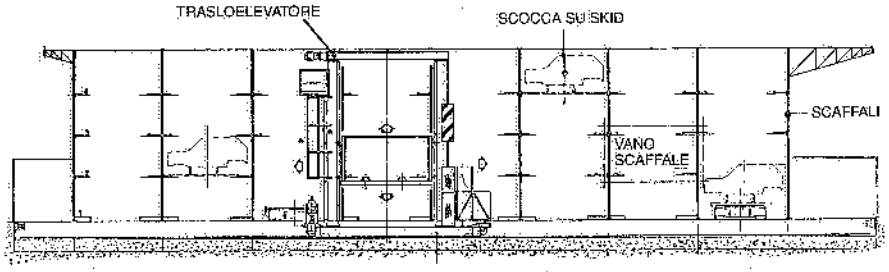


Fig. III.4 – Magazzino interoperazionale di scocche sopportate da skid movimentati mediante trasloelevatore: tanto l'arrivo quanto l'evacuazione delle scocche sono affidati a trasportatori a skid.

seconda delle esigenze, le scaffalature consentono la sosta di uno skid per ogni vano oppure sostengono trasportatori a catene od a rulli motorizzati, atti a realizzare accumuli di skid – normalmente scarichi – su piani sovrapposti (fig. III.5).

L'automazione degli impianti a skid presiede alle manovre di avanzamento ed arresto delle slitte e consente di ottimizzare e controllare l'utilizzo dei singoli skid lungo l'intero sviluppo del trasportatore.

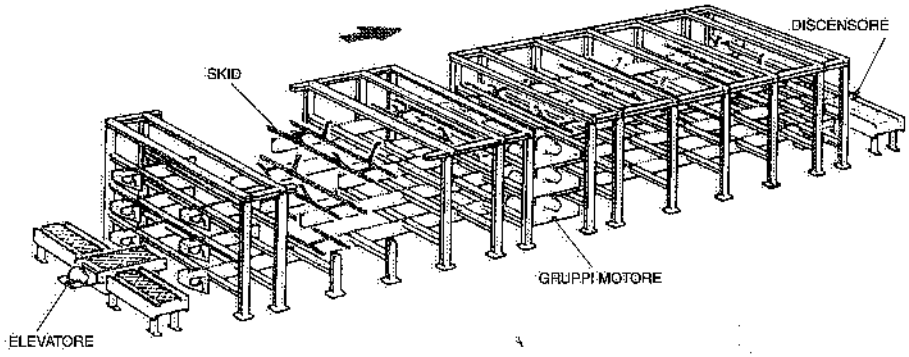


Fig. III.5 – Accumulo di skid (scarichi) su trasportatori a catene motorizzate installati su scaffali metallici.

III.2. COMPOSIZIONE DEL SISTEMA DI TRASPORTO A SKID

Il sistema di movimentazione qui preso in esame è costituito dai principali elementi di seguito descritti.

A) Skid

Come già detto, si tratta di un telaio in profilati di acciaio elettrosaldati (fig. III.1) atto a sopportare il carico da trasportare; quest'ultimo condiziona e determina la forma e le dimensioni della slitta ed i supporti di posizionamento e fissaggio. Essenzialmente, il telaio-skid è costituito da due longheroni che appoggiano sull'elemento motorizzato di trasporto di cui al punto B).

B) Trasportatore

L'avanzamento degli skid è affidato a trasportatori motorizzati, scelti fra quelli di seguito citati.

1) *Trasportatori a rulli* azionati da catena mossa da un gruppo motoriduttore (fig. III.6): sono i più diffusi per il loro minor costo, dal momento che la particolare lunghezza delle slitte consente di adottare interassi tra i rulli maggiori rispetto ai trasportatori normali. Possono dar luogo, in alcuni casi, a qualche inconveniente per il fatto che il carico avanza con leggeri sobbalzi.
2) *Trasportatori a catene* motorizzate mediante gruppi motoriduttori (fig. III.7): le catene avanzano – parallelamente ed in sincronismo – sopra due piste costituite da profilati in acciaio o in polietilene rinforzato; gli skid appoggiano su speciali catene a rulli ed avanzano senza sobbalzi.
3) *Trasportatori a tapparelle* (fig. III.8): sono sovente installati sotto il piano pavimento in modo che i carichi trasportati si muovano a livello pavimento e quest'ultimo risulti transitabile dal personale e dagli altri mezzi di trasporto; per tale

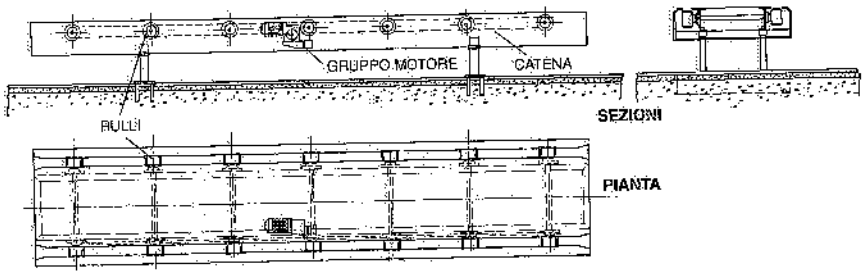


Fig. III.6 – Trasportatore skid a rulli motorizzati.

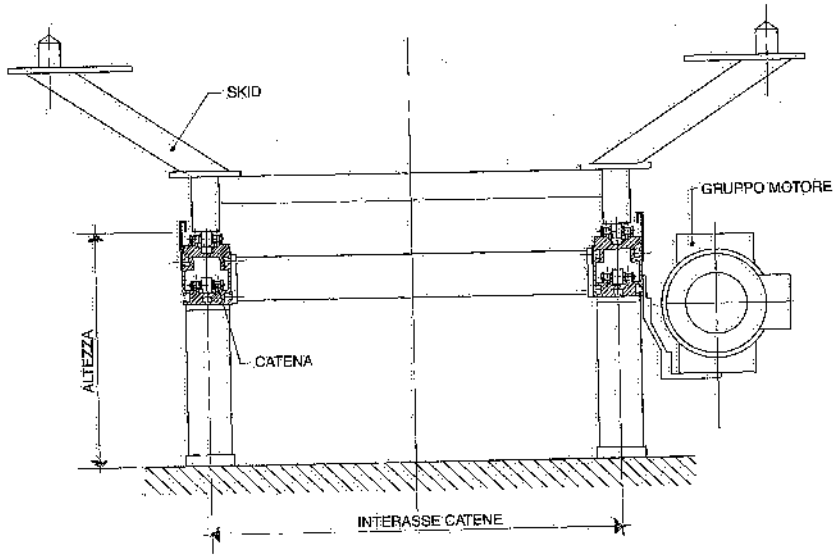


Fig. III.7 – Sezione trasversale di un trasportatore skid a catene motorizzate con rulli folli.

ragione sono in genere impiegati in zone dove si effettuano montaggi od interventi sui carichi.

Per tutti i tipi di trasportatori, lo spazio compreso fra le due linee a rulli, le due catene od i due trasportatori a tapparelle può essere reso transitabile installando lamiere o grigliati pedonabili (fig. III.9). Altri elementi sovente presenti negli impianti a skid sono citati più avanti.

C) Impianto elettrico

I motori elettrici azionanti gli elementi che compongono il sistema di trasporto in esame sono alimentati dalla rete di potenza e possono essere dotati – in relazione alle esigenze – di variatore di velocità.

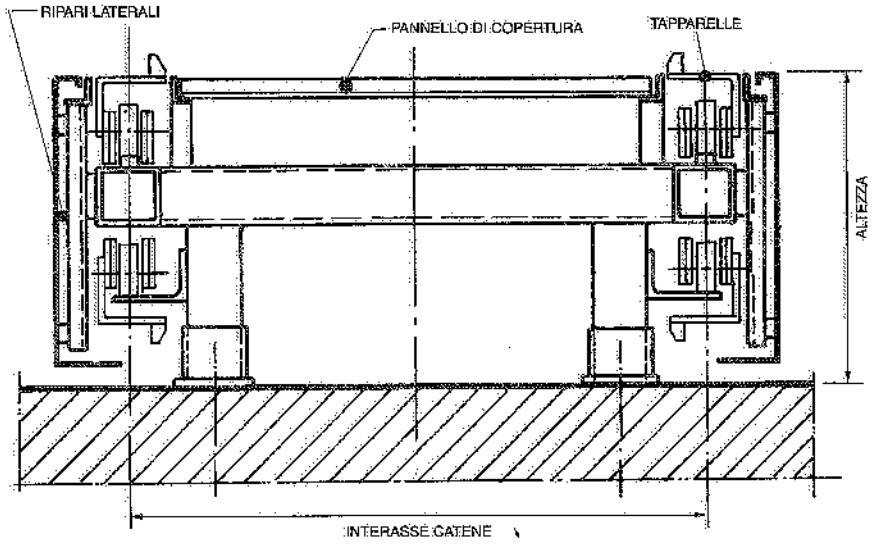


Fig. III.8 – Sezione trasversale di un trasportatore skid a tapparelle.

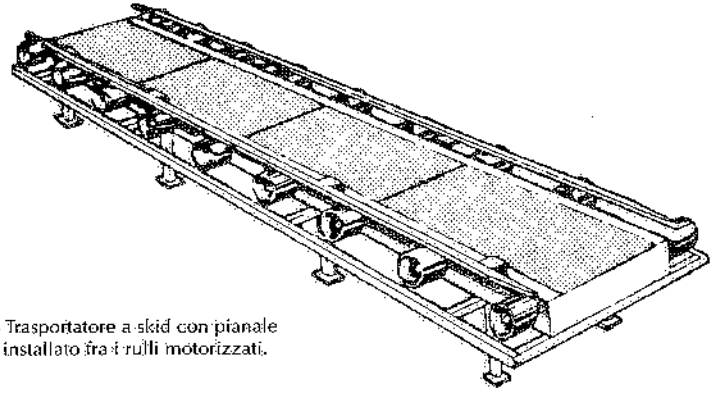


Fig. III.9 – Trasportatore a skid con pianale in lamiera installato fra i rulli motorizzati.

Detti motori sono sistemati preferibilmente in corrispondenza della testata motrice del trasportatore e sono di solito collegati alle apparecchiature elettriche tramite cavi tripolari completi di terra. I dispositivi di comando, come fine corsa, microinterruttori e pulsanti, sono in genere collegati, in bassa tensione, alle apparecchiature elettriche mediante cavi semplici od a conduttori multipli.

Tutti i cavi hanno un grado di isolamento pari a 3 kV nel caso dei conduttori multipolari; sono inoltre disposti dentro canaline metalliche munite di coperchio e staffate alle strutture di sostegno del trasportatore.

D) Impianto di gestione e controllo

Il funzionamento dell'intero sistema di movimentazione a skid è gestito da un calcolatore dedicato tramite uno o più PLC di comando e di controllo (fig. III.10): l'unità centrale – di solito interfacciata con l'host-computer ed eventualmente con un'apparecchiatura centralizzata di supervisione – comanda il funzionamento dei trasportatori motorizzati attraverso una sequenza logica di azionamenti di blocchi, scambi, elevatori, ecc.; provvede inoltre – ove necessario – al riconoscimento dei singoli skid ed aggiorna in tempo reale la situazione dell'impianto relativamente a fermate, avarie, emergenze: tale situazione può essere visualizzata su video-grafico installato in sala controllo.

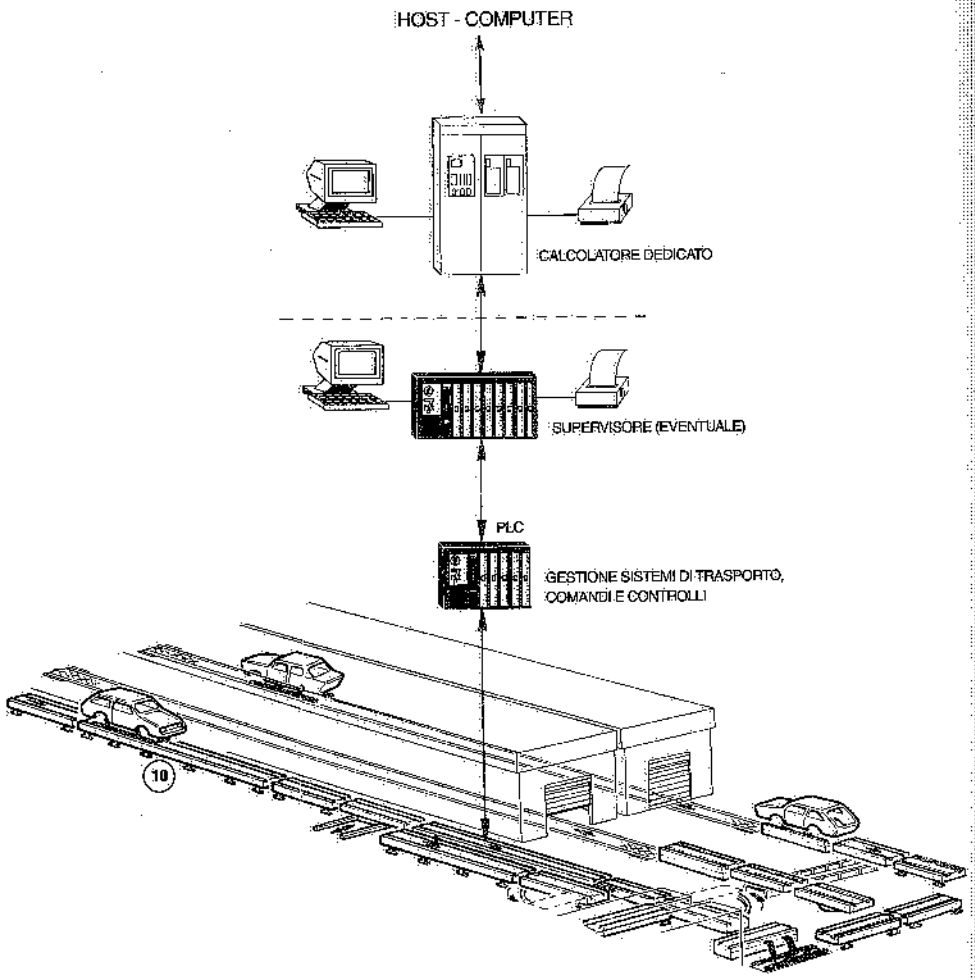


Fig. III.10 – Architettura gestionale di un sistema di trasportatori a skid.

Il riconoscimento degli skid ha luogo, nella maggior parte dei casi, tramite appositi sensori capaci di rilevare la presenza degli skid ovvero di leggere un eventuale codice magnetico posizionato sugli stessi.

Precisiamo, ancora, che nei casi in cui se ne presenti la necessità, è possibile attivare comandi in manuale dei singoli trasportatori.

III.3. IMPIEGHI E CARATTERISTICHE DEGLI SKID

Un sistema di trasporto a skid comprende, di solito, un certo numero di trasportatori dei tipi dianzi citati disposti in serie (fig. III.3); e la lunghezza minima dei singoli trasportatori deve essere tale da accogliere uno skid: in tale modo risulta possibile realizzare vere e proprie stazioni di lavoro fisse, mentre i trasportatori che precedono e seguono tali stazioni di lavoro possono continuare a funzionare. Più elementi motorizzati singoli in successione fra di loro, consentono anche di costituire accumuli di skid lungo una linea. Quando un componente ha ricevuto – in corrispondenza di una stazione – le operazioni previste oppure quando si deve prelevare il primo componente da un accumulo di skid, l'elemento motorizzato che lo sostiene si mette in moto ed il componente stesso viene trasferito sul trasportatore successivo.

Ovviamente, si prevede un trasportatore motorizzato anche quando si deve trasferire uno skid da un trasportatore lento ad uno più veloce o viceversa.

Agli elementi motorizzati si dà comunemente il nome di *tavole acceleratrici* dal momento che le stesse imprimono agli skid una accelerazione crescente fino al raggiungimento della velocità finale richiesta. È ovvio che una tavola acceleratrice si mette in moto solo se non ci sono impedimenti od ostacoli a valle.

L'accumulo di skid si può anche realizzare con il tipo di trasportatore riportato in fig. III.11: le catene traenti scorrono su piste o piani di appoggio costituiti da materiale a basso coefficiente di attrito e sostengono dei rulli folli sui quali gli skid possono avanzare, restando sempre a contatto fra di loro; se si preleva il primo skid, tutti gli skid che lo seguono avanzano di un passo.

Ove necessario, lungo una linea comprendente più trasportatori a skid, si prevedono uno o più trasportatori intermedi dotati di spintori idraulici; questi hanno lo scopo di incrementare la velocità degli skid interessati.

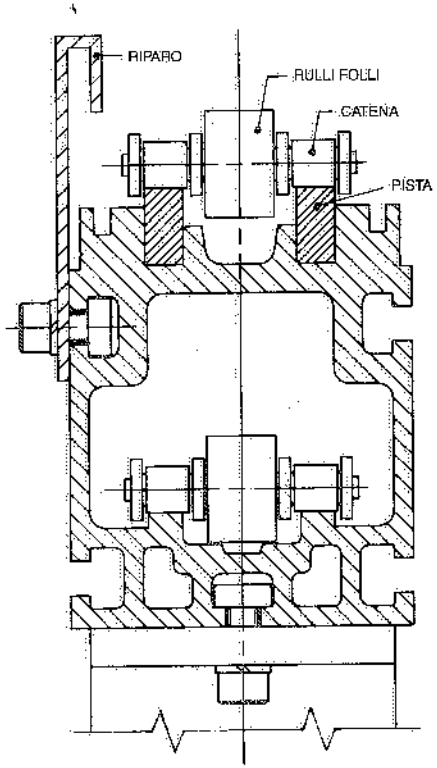


Fig. III.11 – Sezione trasversale (parziale) di un trasportatore a skid utilizzato per formare accumuli.

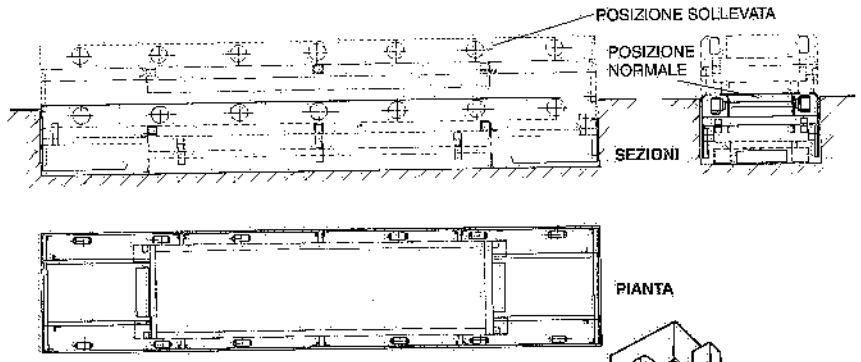


Fig. III.12 – Tavola elevatrice impiegata per sollevare gli skid ad altezze limitate (tramite cammes o pantografi).

Quando, per esigenze di lavorazione e di layout, gli skid devono essere trasferiti da un livello a un altro, si ricorre a tavole elevatrici del tipo schematizzato in fig. III.12, consistente in una tavola acceleratrice, quale definita in precedenza, montata su un elevatore fluidodinamico od elettromeccanico.

Nel caso di sollevamento ad altezze rilevanti (da piano a piano o per accedere a scaffali), si adottano elevatori-discensori fissi (fig. III.13), trasloelevatori o carrelli speciali.

Se si devono deviare gli skid su un altro trasportatore, non allineato con quello di alimentazione, si installa la tavola acceleratrice su una ralla oppure la si fa ruotare su una via di corsa predisposta a pavimento (fig. III.14): entrambe le soluzioni consentono la rotazione – ovviamente motorizzata – della tavola acceleratrice.

Se, invece, si devono trasferire gli skid da un trasportatore ad una o più linee parallele, si impiega una tavola acceleratrice – motorizzata elettromeccanicamente – che effettua il trasbordo richiesto muovendosi su rotaie a pavimento (figg. III.15 e III.16) oppure si realizza un trasportatore a catene azionate da un gruppo motore a velocità costante e scorrevoli su guide metalliche in direzione trasversale rispetto ai trasportatori a skid (fig. III.17): in quest'ultimo caso, sollevando le catene del trasportatore di trasferimento oppure abbassando la tavola acceleratrice, si realizza il passaggio degli skid da un trasportatore all'altro.

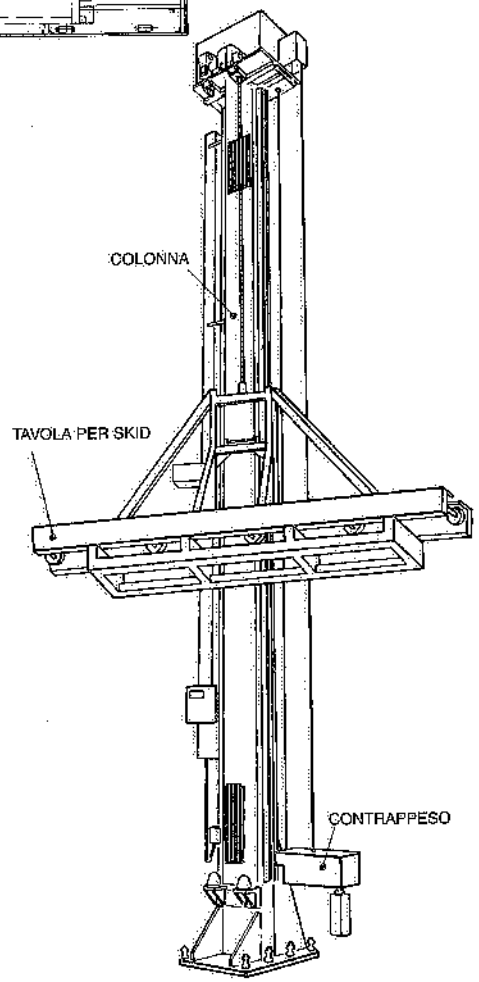


Fig. III.13 – Discensore-elevatore per il trasferimento di skid tra piani diversi.

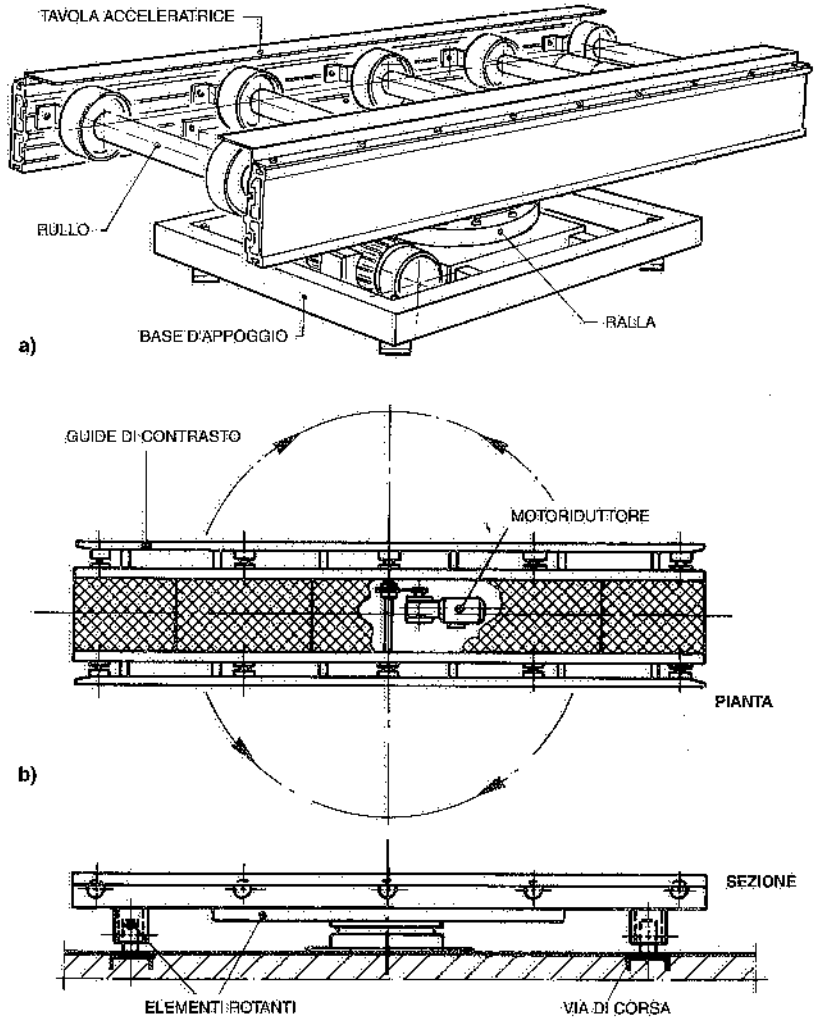


Fig. III.14 – Tavole acceleratrici atte a deviare la direzione di marcia degli skid: a) la rotazione della tavola avviene per mezzo di una ralla sopportata da una struttura fissa; b) la tavola ruota, fino a 360°, sulla via di corsa a pavimento.

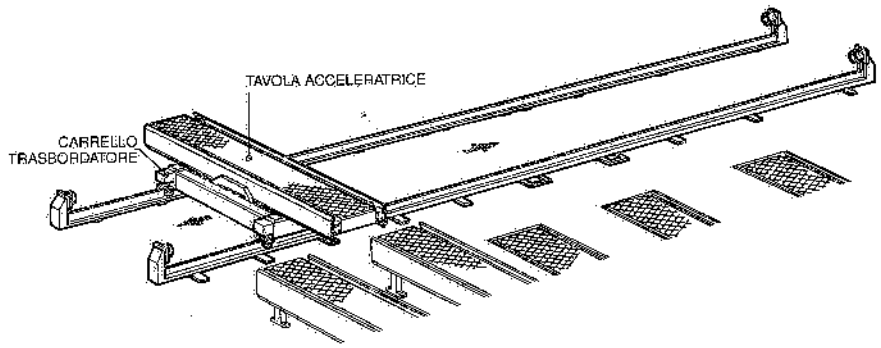


Fig. III.15 – Carrello trasbordatore a servizio di due o più trasportatori a skid disposti in parallelo.

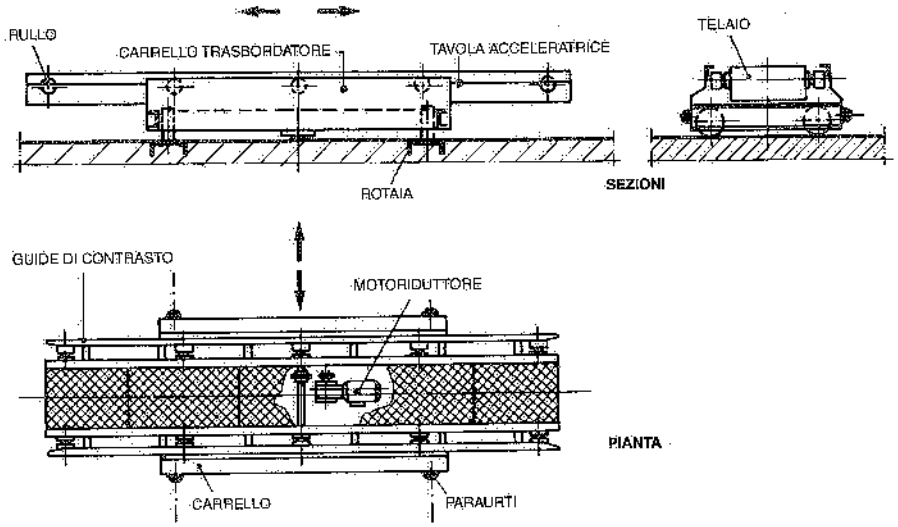


Fig. III.16 – Esempio di carrello trasbordatore.

III.4. PRESTAZIONI DEI TRASPORTATORI A SKID

I trasportatori in esame sono specificamente adatti alla movimentazione di componenti aventi particolari caratteristiche: in genere, si tratta di componenti di notevoli dimensioni che possono appoggiare solo in corrispondenza di determinati punti; inoltre, tali componenti non devono subire danneggiamenti durante la movimentazione.

I principali vantaggi conseguibili con i sistemi di trasporto in esame sono i seguenti:

– stabilità del carico trasportato;

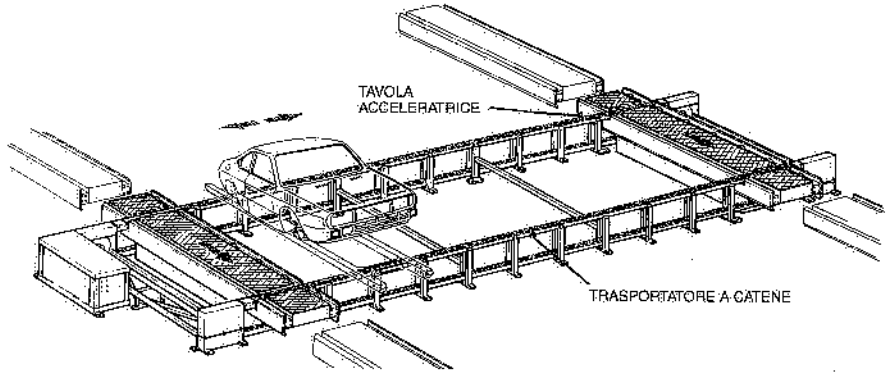


Fig. III.17 – Trasportatore a catene motorizzate per il trasferimento di skid tra trasportatori automatici a slitta disposti parallelamente fra di loro.

– accessibilità da tutti i lati ai componenti fissati sulle slitte;
– possibilità di gestione controllata di ogni skid, prevedendo fermate separate, smistamenti, deviazioni, accumuli, stoccaggi;
– nessun ingombro fisso quando il trasportatore è installato a filo pavimento;
– possibilità di variare, entro certi limiti, la potenzialità del sistema con il semplice inserimento (od estrazione) di uno o più skid.

Di seguito, si riportano le principali caratteristiche tecniche dei trasportatori a skid e le normali prestazioni fornite da tali sistemi.

Portata massima di ogni skid: 2000 kg_f
Lunghezza massima di ogni trasportatore: 150 m
Scartamento: 700-1000 mm
Velocità massima: 0,75 m/s;
Coefficiente globale di attrito: 0,10-0,15 (1).

La lunghezza degli skid viene definita in relazione all'ingombro del carico da movimentare ed alla necessità di prevedere o meno degli accumuli.

La potenza elettrica del motore di trazione di un trasportatore a skid si determina considerando anzitutto il peso totale da movimentare per unità di lunghezza del trasportatore. Detti:

A la massa di uno skid,
B la massa delle parti mobili,
C la massa del carico trasportato,
p il passo degli skid (2),

risulta:

$$\frac{A+B+C}{p}$$

(1) Il valore 0,15 si riferisce ad impianti installati dentro forni e tunnel di lavaggio.
(2) Interasse fra gli skid in accumulo od in marcia.

Nota la lunghezza del trasportatore, si può valutare l'entità dello sforzo di traino totale a regime e quindi la potenza assorbita dal motore elettrico una volta che sia stata scelta la velocità del trasportatore.

III.5. INNOVAZIONI NEI SISTEMI A SKID

Per soddisfare specifiche esigenze di trasporto all'interno di certi stabilimenti produttivi (ad esempio, nelle officine di lastratura), i sistemi di movimentazione a skid sono stati oggetto di evoluzioni nelle loro caratteristiche e prestazioni.

Tra le innovazioni più interessanti si citano le seguenti, relative ad alcuni componenti dei trasportatori in esame.

1) *Tavola a rulli* (fig. III.18): la struttura portante – costituita da lamiera piegata – sostiene una serie di rulli ricoperti in vulkollan al fine di evitare slittamenti degli skid che vi scorrono sopra. La trasmissione del moto di rotazione ai rulli è affidata a cinghie dentate, così da ridurre la rumorosità. Con questo tipo di componente si possono raggiungere prestazioni fino a
   - 1,1 m/s di velocità,
   - 0,8 m/s^2 di accelerazione,
   - 1500 kg$_f$ di portata.

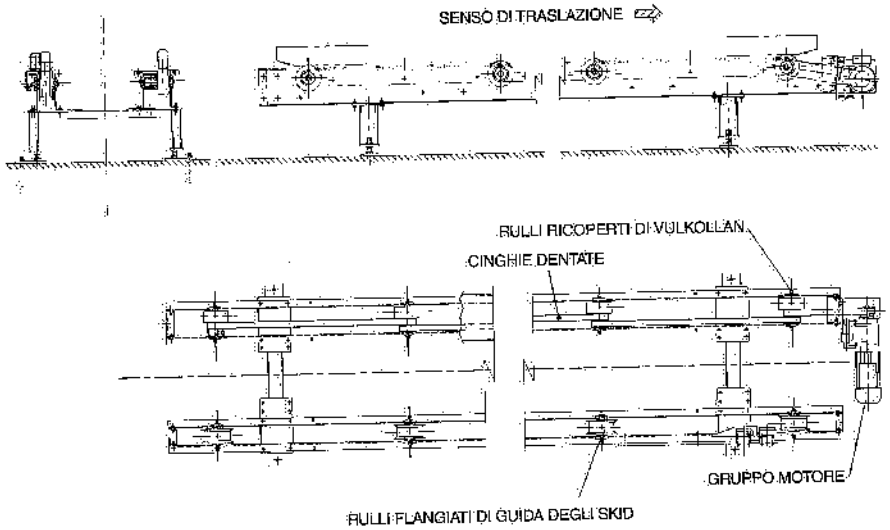
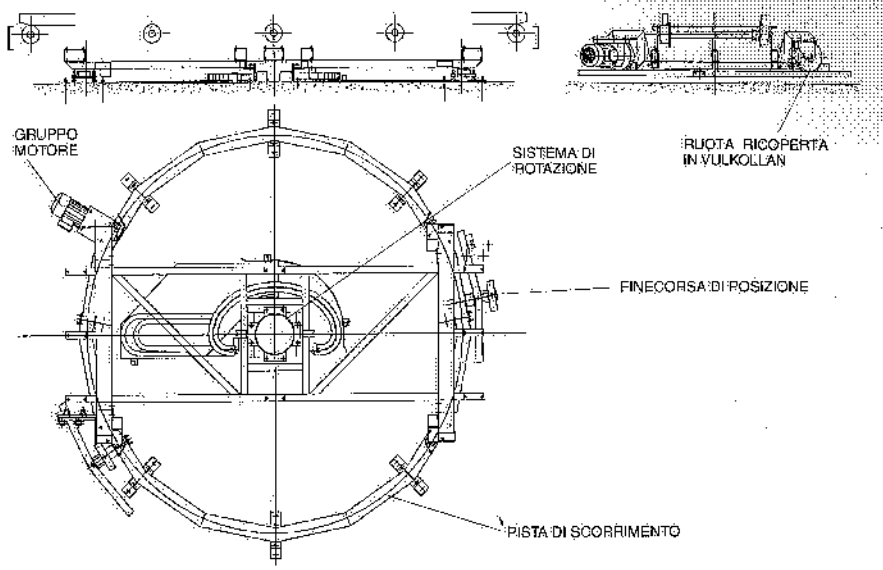


Fig. III.18 – Tavola a rulli.

2) *Tavola girevole* (fig. III.19): consente di modificare la direzione di traslazione degli skid di angoli compresi fra 90° e 180°. L'innovazione consiste nella riduzione del rumore e nel raggiungimento di alte velocità (la rotazione di 90° può compiersi in 5-7 s). A seconda delle prestazioni richieste, la motorizzazione è ottenuta con motore a doppia polarità o azionato da inverter.



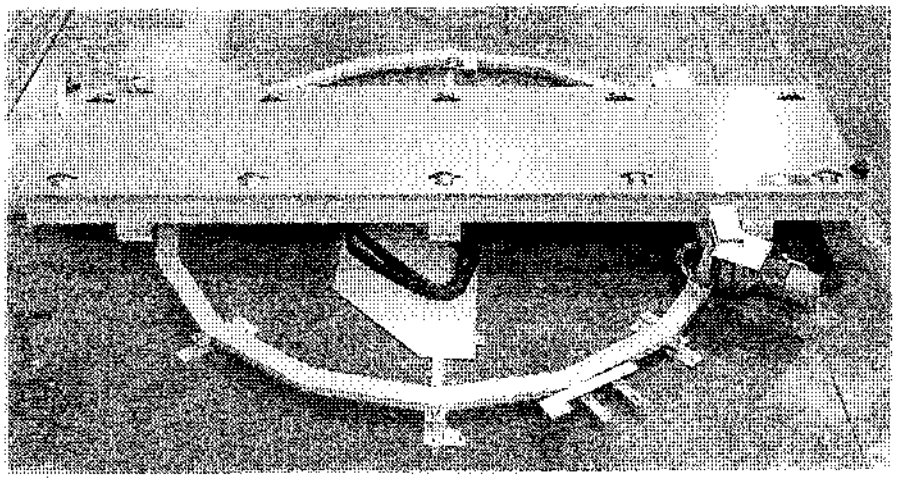


Fig. III.19 – Tavola girevole.

3) *Trasferitore a cinghia* (fig. III.20): il trasferimento laterale degli skid avviene tramite cinghie gommate con anima di acciaio (anziché mediante catene motorizzate come indicato in fig. III.17): ne conseguono silenziosità di esercizio, minori esigenze di manutenzione, eliminazione della lubrificazione delle catene. È inoltre possibile la formazione di accumuli di skid.
4) *Elevatori mono- e bicolonna* (fig. III.21), per trasportare verticalmente gli skid fra due sistemi di trasporto posti ad altezze diverse (fino a 10 m di dislivello): a bordo della tavola mobile sono installate forche telescopiche oppure un trasportatore a rulli. Il sollevamento avviene per mezzo di cinghie gommate con anima metallica,

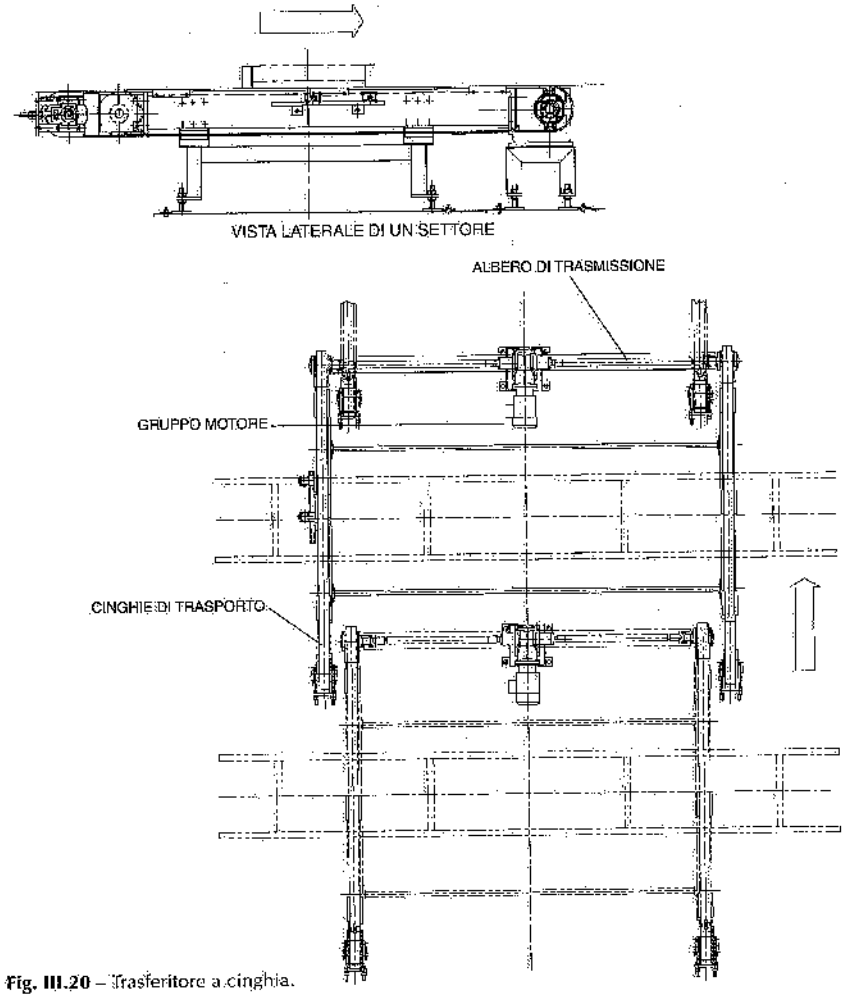


Fig. III.20 – Trasferitore a cinghia.

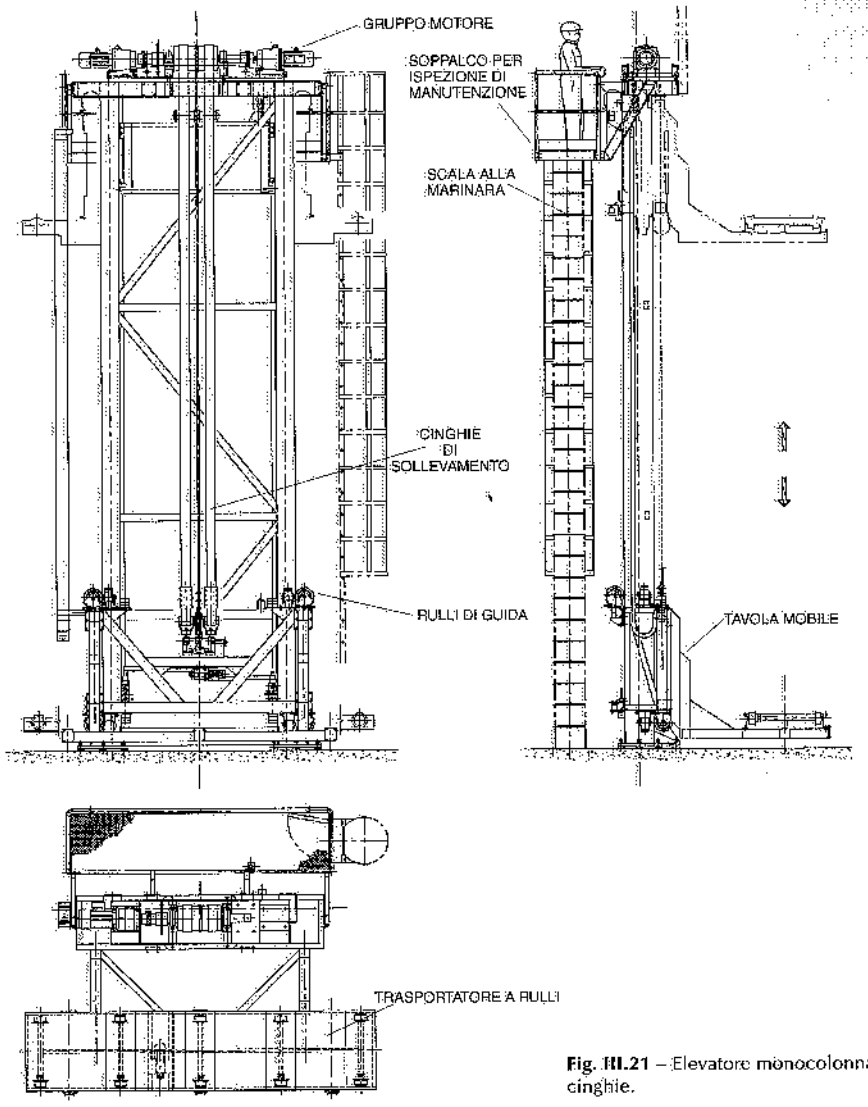
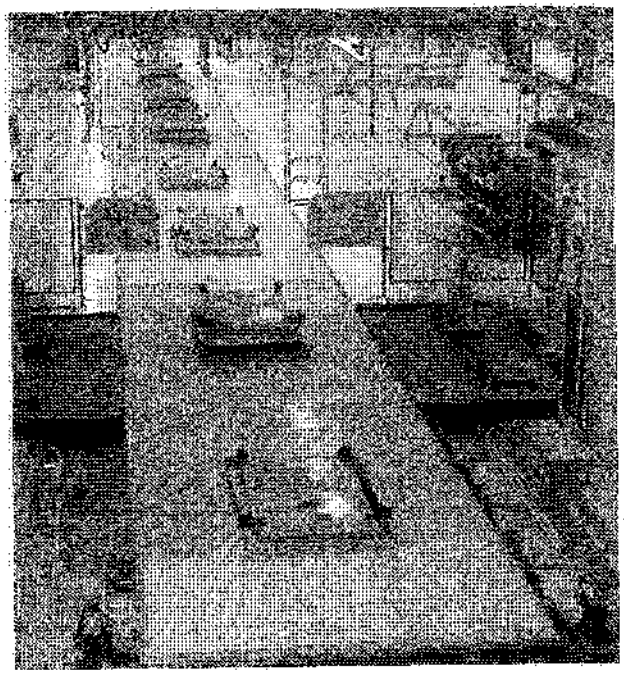


Fig. III.21 – Elevatore monocolonna a cinghie.

mentre la guida della tavola mobile è affidata a rulli ricoperti di vulkollan. L'impiego combinato delle cinghie e dei rulli in vulkollan consente di realizzare un sistema silenzioso anche ad alte velocità di sollevamento (1,5 m/s); la portata può arrivare a 1500 kg_f.

5) *Trasportatore skillet* (fig. III.22): impiegato per il montaggio finale di autovetture, nonché di sottogruppi quali motori e porte, è costituito da carrelli dotati di una piattaforma sollevabile; è così possibile portare il carico (si pensi ad un autoveicolo) all'altezza ergonomicamente più adatta per l'operatore. I carrelli sono mossi da appositi gruppi di spinta. Il sistema è completato da una serie di dispositivi che permettono il movimento del carrello in tutti i sensi e a differenti velocità, in modo da realizzare le configurazioni che si rendono necessarie in base alle esigenze delle lavorazioni.



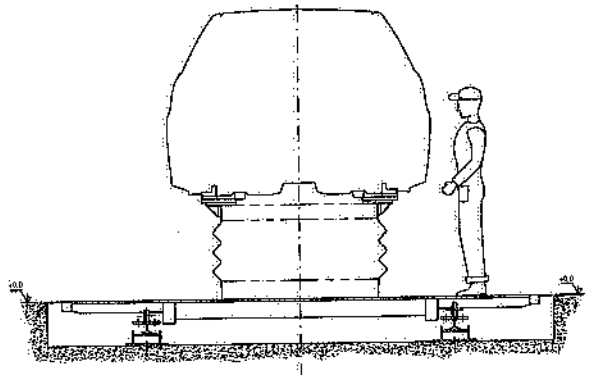


Fig. III.22 – Trasportatore skillet.

III.6. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Comau Systems – Fata Handling – Pianelli & Traversa.

IV. – Carrelli semoventi elevatori

(vd. capitolo 20)

IV.1. CLASSIFICAZIONE

I *carrelli semoventi* sono veicoli a ruote destinati a trasportare carichi di qualsiasi genere, comandati da operatore a terra od a bordo dei carrelli stessi, in apposito posto di guida fisso al telaio o sollevabile; aggiungendo alla suddetta denominazione il termine *elevatori*, si fa riferimento a carrelli che movimentano carichi su attrezzature sollevabili.

A proposito dei carrelli elevatori si fa distinzione fra:

- *carrelli a piccolo sollevamento*, in grado cioè di sollevare il carico ad altezza appena sufficiente per consentire il trasporto: tali carrelli sono correntemente denominati *transpallet* o, meno sovente, transpaletta (fig. IV.1);
- *carrelli a medio* e *a grande sollevamento*, vale a dire muniti di forche, piattaforma od altra attrezzatura in grado di sollevare i carichi, palettizzati o meno.

Questi ultimi sono a loro volta suddivisi – coerentemente con le norme UNI EN 1726-1 e UNI ISO 5053 – nei seguenti tipi principali:

- *carrello con forche a sbalzo* (fig. IV.2): carrello elevatore sul quale il carico è disposto davanti alle ruote anteriori oppure – più raramente – dietro alle ruote posteriori;

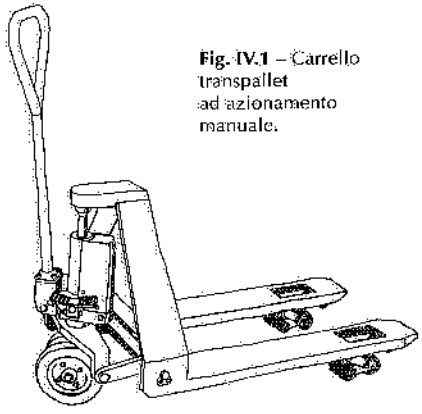


Fig. IV.1 – Carrello transpallet ad azionamento manuale.

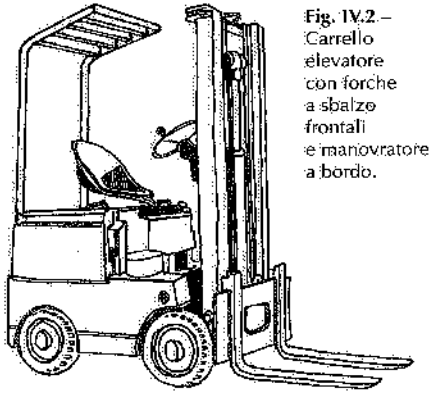


Fig. IV.2 – Carrello elevatore con forche a sbalzo frontali e manovratore a bordo.

– *carrello a forche ricoprenti* (fig. IV.3): carrello elevatore a longheroni portanti, munito di forche i cui bracci ricoprono i longheroni e nel quale il baricentro del carico si trova sempre all'interno del poligono di appoggio; è anche denominato *transpallet elevatore;*
– *carrello a forche tra i longheroni* (fig. IV.4): carrello elevatore a longheroni portanti, munito di forche disposte fra detti longheroni; questo tipo di transpallet elevatore è anche denominato *straddle;*
– *carrello a montanti o a forche retrattili* (fig. IV.5): carrello elevatore con longheroni portanti, sul quale il carico può essere disposto a sbalzo mediante avanzamento dei montanti o della piastra portaforche;
– *carrello a presa unilaterale* (fig. IV.6): carrello a forche i cui montanti retrattili, disposti fra gli assi delle ruote anteriori e posteriori, perpendicolarmente all'asse longitudinale del carrello, consentono la presa ed il sollevamento di un carico a sbalzo rispetto ad un lato del carrello ed il suo trasferimento sulla piattaforma portante del carrello stesso;
– *carrello a presa bilaterale* (fig. IV.7): carrello elevatore in grado di depositare e prelevare su entrambi i lati, carichi impilati o disposti sopra scaffali;
– *carrello a presa trilaterale* (vale a dire bilaterale e frontale): carrello elevatore in grado di depositare e prelevare carichi, impilati o disposti sopra scaffali, dai due lati e frontalmente (fig. IV.8);
– *carrello con posto di guida sollevabile* (fig. IV.9): carrello elevatore munito di posto di guida che si solleva con il dispositivo portacarico (forche o piattaforma), sul quale si dispongono i contenitori o i materiali prelevati dal magazzino; contenitori e materiali possono essere reintegrati con lo stesso carrello; correntemente, i carrelli con posto di guida sollevabile sono denominati *commissionatori* o *magazzinieri;*
– *carrelli di tipo combinato,* in cui l'operatore si solleva e l'attrezzatura di presa del carico può essere bilaterale o trilaterale.

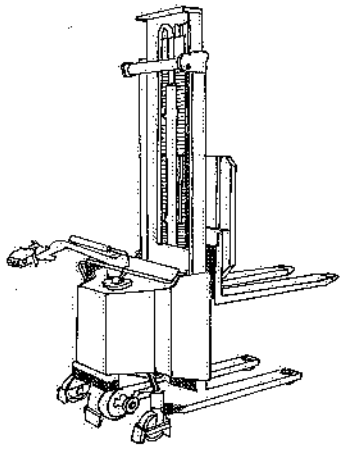


Fig. IV.3 – Carrello elevatore a forche ricoprenti con manovratore a terra.

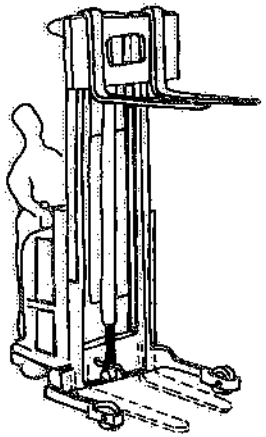


Fig. IV.4 – Carrello elevatore con forche tra i longheroni e manovratore a bordo (in piedi).

Per *portata* dei carrelli elevatori si intende il carico massimo Q che si può trasportare con tali mezzi ad un'altezza massima H e con il baricentro del carico distante D dal fronte anteriore della parte verticale delle forche (fig. IV.10). Per i car-

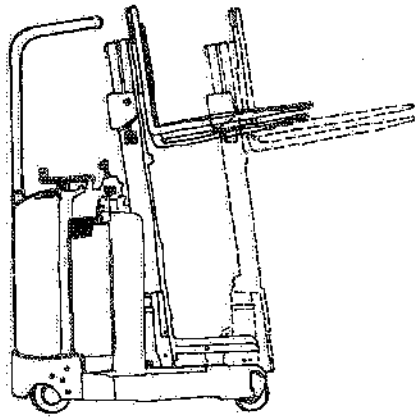


Fig. IV.5 – Carrello elevatore con montanti retrattili.

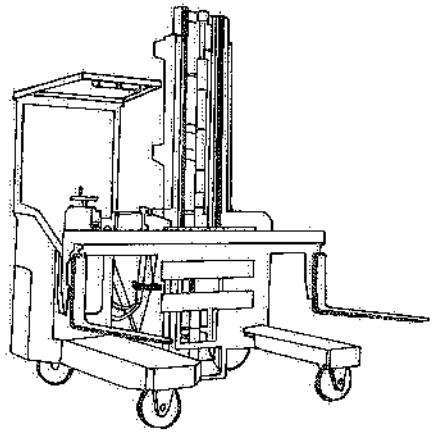


Fig. IV.6 – Carrello elevatore a presa laterale, con forche ad interasse variabile.

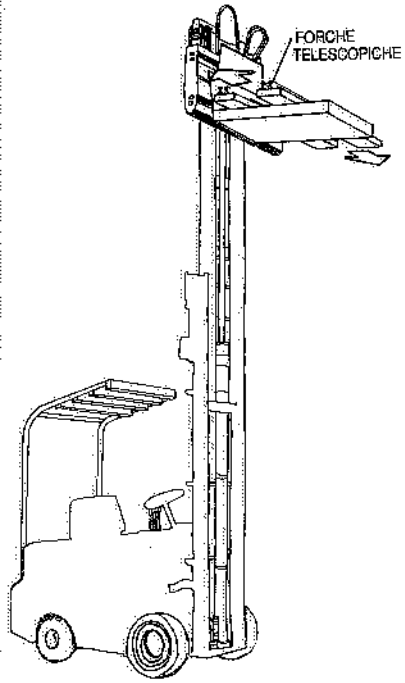


Fig. IV.7 – Carrello elevatore a presa bilaterale.

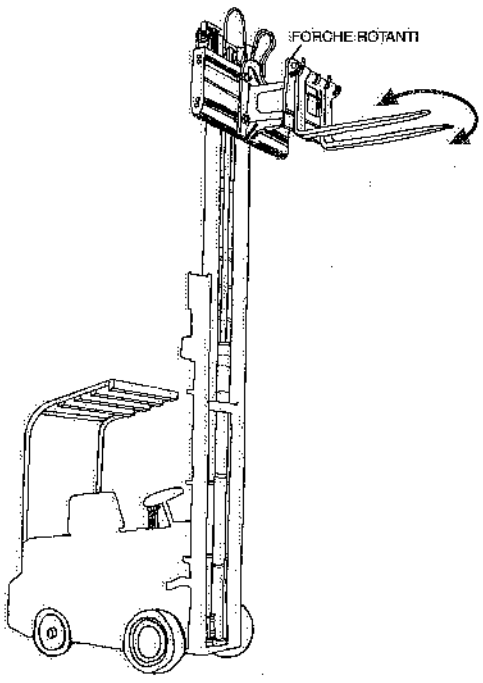


Fig. IV.8 – Carrello elevatore a presa trilaterale.

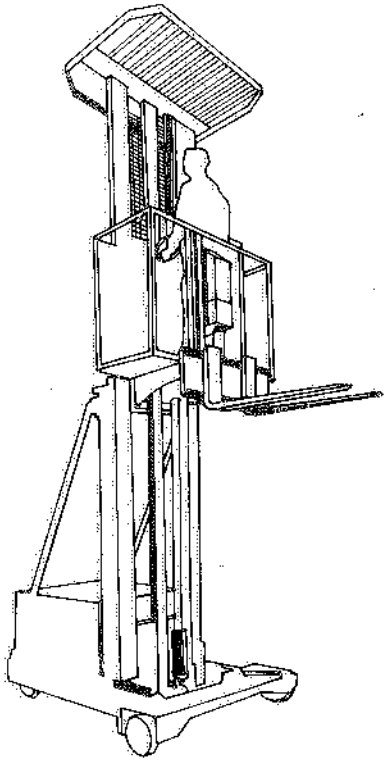
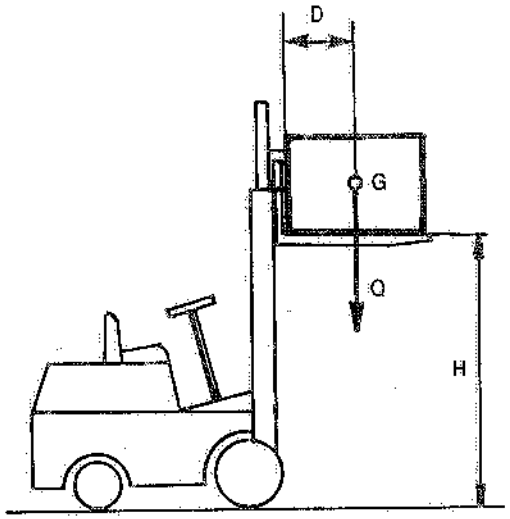


Fig. IV.9 – Carrello con posto di guida elevabile.



Q = carico massimo o portata nominale
G = baricentro del carico
H = altezza massima di sollevamento delle forche
D = distanza fra baricentro del carico e faccia anteriore della parte verticale delle forche

Fig. IV.10 – Parametri caratteristici relativi ai carrelli elevatori con forche (o piattaforma) a sbalzo.

relli a sbalzo, le altezze normalizzate sono – nella maggior parte dei casi (1) – pari a 3300 mm, mentre le distanze dipendono dalla portata e precisamente:

per Q	distanza standard D
< 1.000 kg_f	400 mm
< 5.000 kg_f	500 mm
< 10.000 kg_f	600 mm

Per gli altri carrelli, la distanza D che serve a determinare la portata, si assume pari a 600 mm; fanno eccezione i carrelli a presa laterale, la cui portata è calcolata considerando il centro di carico alla distanza indicata dal costruttore.

(1) Fanno eccezione i carrelli a forche ricoprenti per i quali l'altezza normalizzata H è pari a 2500 mm.

IV.2. CARATTERISTICHE E PRESTAZIONI

Senza alcun dubbio, i carrelli elevatori rappresentano il più diffuso mezzo di movimentazione dei materiali all'interno degli stabilimenti industriali. In questa sede, ci soffermeremo sui seguenti tipi di carrelli:
a) transpallet;
b) transpallet elevatori;
c) carrelli con montanti o forche retrattili;
d) carrelli a forte sollevamento ed a presa bilaterale o trilaterale;
e) carrelli commissionatori.

A. Transpallet

La movimentazione di palette (in legno, lamiera o plastica), di contenitori e di altri colli "forcolabili" che non richiedano sollevamenti rilevanti rispetto al piano pavimento né spostamenti veloci, è spesso affidata – all'interno degli stabilimenti industriali – ai carrelli a piccolo sollevamento ovverosia ai transpallet. E poiché questi carrelli sono poco ingombranti e consentono movimentazioni piuttosto precise, essi risultano particolarmente adatti per eseguire manovre di carico e scarico sopra i pianali di autocarri e carri ferroviari.

I transpallet sono principalmente contraddistinti da ruote anteriori di piccolo diametro e, sovente, da guida a timone, manovratore a terra e limitata altezza di sollevamento delle forche (fig. IV.1); queste ultime sono costituite da bracci (denominati longheroni) che ad una estremità appoggiano su rulli e sono sollevabili ed abbassabili tramite gruppo idraulico con pistone incorporato, azionato direttamente dal timone di guida. Il sollevamento dei longheroni è di solito limitato a circa 120 mm al di sopra della loro posizione inferiore, valutabile intorno a 85 mm rispetto al piano di calpestìo (fig. IV.11).

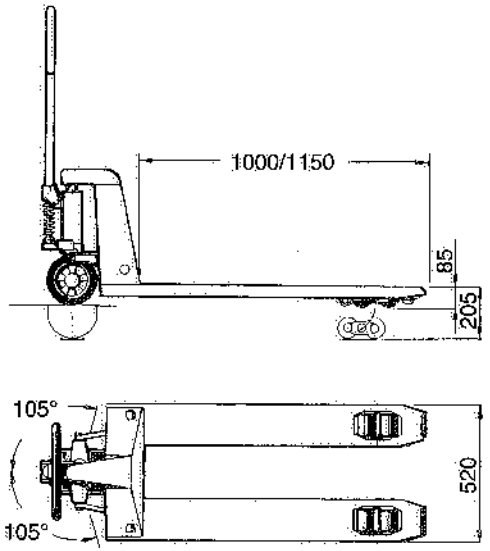
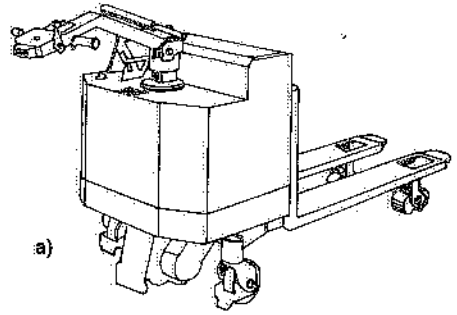


Fig. IV.11 – Alcune caratteristiche tecniche di carrelli transpallet a mano.

Per motivi antinfortunistici, il timone – qualora abbandonato dal manovratore che opera stando a terra – ritorna in posizione verticale.

Sono disponibili sul mercato altre versioni di transpallet. Citiamo i carrelli con sollevamento dei longheroni comandato elettricamente (la pompa idraulica è azionata da un motore elettrico), nonché i transpallet con motorizzazione della traslazione affidata ad un motoriduttore elettrico e con eventuale dispositivo elettronico che assicuri un avviamento controllato. In quest'ultima versione di transpallet elettrici, i comandi di marcia avanti/indietro e di sollevamento (sovente sotto forma di sensori) sono disposti sul-

l'impugnatura del timone (fig. IV.12a). Anche per questi carrelli la normativa prescrive che, al rilascio del timone di guida, quest'ultimo ritorni automaticamente in posizione verticale ed il motore di trazione si fermi.



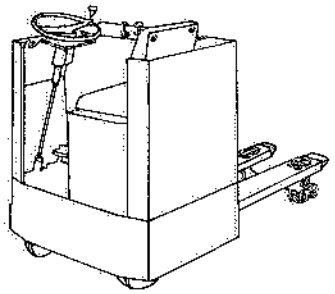


Fig. IV.12 – Due versioni di carrelli transpallet elettrici: a) con manovratore a terra; b) con manovratore a bordo.

Si citano ancora i transpallet elettrici con conduttore a bordo (in piedi o seduto di traverso), nei quali sia la traslazione del carrello sia il sollevamento dei longheroni sono motorizzati (fig. IV.12b).

I carrelli transpallet sono in grado di prelevare le palette unificate sia dal fronte aperto sia da quello delimitato inferiormente da un irrigidimento (traversa) adeguatamente smussato (fig. IV.13a). Per contro, nel caso dei contenitori in lamiera od in rete metallica di cui alle figg. IV.13b e c, è possibile infilare i longheroni dei transpallet soltanto dai due lati privi di traverse inferiori, a meno che il corrente a terra abbia uno spessore non superiore a circa 10 mm.

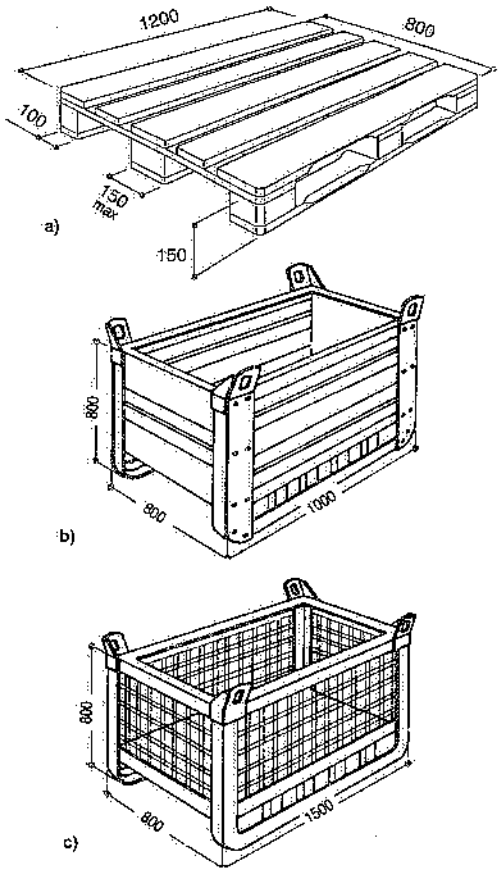
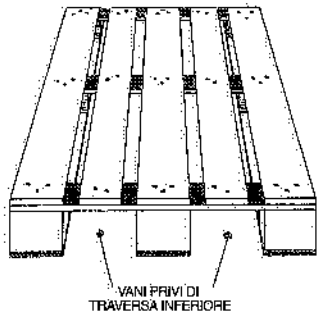


Fig. IV.13 – Europaletta in legno e contenitori in lamiera ed in rete metallica.

B. Transpallet elevatori

Il tipo più semplice di transpallet elevatore è quello a timone (fig. IV.3). Tali carrelli sono ancora dotati di longheroni come i transpallet visti nel paragrafo A, ma – al di sopra di tali bracci – hanno forche che possono sollevarsi,

normalmente, fino a circa 3 m dal piano pavimento: è così possibile, anche con spazi di manovra ridotti, movimentare unità di carico disposte in posizione sopraelevata rispetto al piano di calpestio (ad esempio, sopra ripiani di scaffali): solo così, infatti, le forche possono infilare le unità di carico, dotate o meno di traverse inferiori (fig. IV.14). Per ovviare a questo inconveniente si ricorre a carrelli con forche disposte fra i longheroni (fig. IV.4), aventi cioè i bracci anteriori allargati (carrelli straddle): su tali



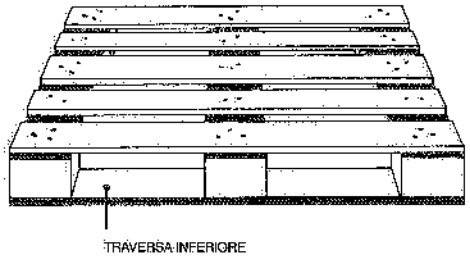


Fig. IV.14 – I carrelli a forche ricoprenti ovvero con longheroni sottostanti alle forche, possono prelevare le unità di carico (ad esempio, palette) solo dai lati privi di traverse inferiori.

carrelli, l'unità di carico sopportata dalle forche si viene a trovare all'interno dei bracci portanti (fig. IV.15), cosicché palette e contenitori possono essere prelevati da tutti i lati; per contro, i longheroni esterni al carico non consentono di affiancare fra di loro le unità di carico né di ottimizzare la sistemazione delle palette di dimensioni standard (800x1200 mm) sui pianali degli autocarri, la cui luce libera interna si aggira normalmente intorno a 2420÷2440 mm.

I carrelli elevatori a timone sono realizzati nelle seguenti versioni:
- traslazione e sollevamento manuale;
- traslazione manuale e sollevamento elettrico a batteria;
- traslazione e sollevamento elettrici con alimentazione a batteria.

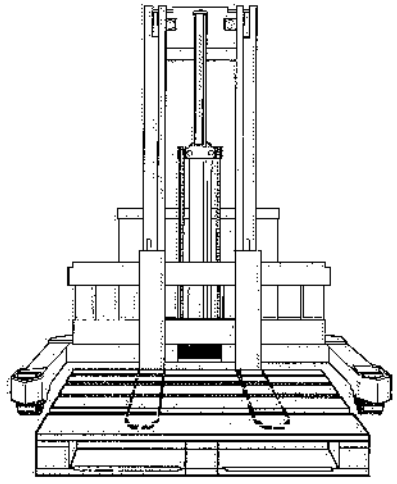


Fig. IV.15 – Carrello con forche tra i longheroni: le unità di carico possono essere prelevate da qualsiasi lato.

Per quanto riguarda i dispositivi di comando si può fare riferimento ai transpallet manuali ed elettrici di cui al paragrafo A precedente; il sollevamento delle forche è ottenuto mediante pulsanti disposti presso l'impugnatura del timone di guida; la discesa delle forche avviene sempre per gravità (2).

(2) Opportuni mezzi di controllo inseriti nel circuito idraulico di sollevamento provvedono – in caso di guasto di tale circuito – a limitare la velocità di discesa del carico a non più di 0,6 m/s.

Tanto nella versione con longheroni sottostanti le forche quanto in quella con bracci allargati rispetto alle forche stesse, i transpallet elevatori sono anche disponibili con il manovratore a bordo seduto trasversalmente od in piedi (fig. IV.4): in tali casi, la guida è ottenuta mediante volante.

Un'ulteriore versione dei transpallet elevatori è evidenziata in fig. IV.16, meglio nota come transpallet commissionatore: si tratta di carrelli dotati di una piattaforma sollevabile fino a circa 2 m dal piano pavimento, sulla quale il manovratore può raggiungere le unità di carico – sovrapposte una sull'altra oppure disposte su scaffali – per effettuare manualmente prelievi parziali (*picking*) od integrazioni di materiali. Dalla piattaforma si può comandare il movimento verticale della stessa ed eventualmente anche la traslazione del carrello (a velocità ridotta).

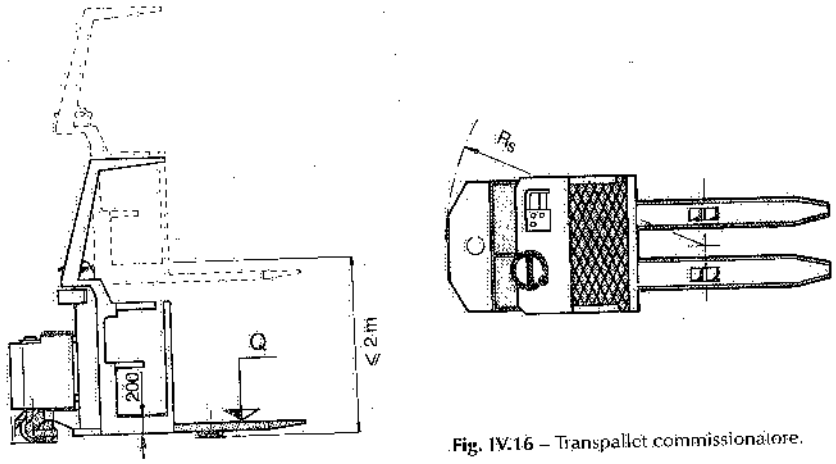


Fig. IV.16 – Transpallet commissionatore.

Questa versione dei carrelli transpallet elevatori è resa possibile dalle caratteristiche di stabilità e dai ridotti ingombri in fase di manovra propri di tali carrelli.

Le prestazioni dei carrelli commissionatori possono migliorare prevedendo a bordo un sistema elettronico di controllo della velocità di traslazione. Inoltre, sui carrelli transpallet (come, del resto, sui carrelli elevatori) possono essere installati sistemi di pesatura elettronici che valutano il peso della merce e – tramite un terminale disposto sul carrello – lo visualizzano, contestualmente a codice merceologico o cliente, ora e data.

La tab. IV.1 riporta alcune caratteristiche tecniche dei carrelli transpallet fin qui citati.

I carrelli transpallet hanno peso proprio, ingombri e spazi di manovra più ridotti rispetto ad altri tipi di carrelli a forche; sono inoltre caratterizzati da un'elevata maneggevolezza. Peraltro, i pavimenti su cui operano devono essere a superficie complanare e senza soluzioni di continuità, stante il piccolo diametro delle ruote anteriori.

C. Carrelli con montanti retrattili

Per poter prelevare le unità di carico da tutti i lati – e sempre nell'ottica di contenere l'ingombro in fase di sterzatura – si ricorre a carrelli a forche con montanti retrattili (fig. IV.5): in fase di prelievo del carico, il montante porta-forche avanza fino a che le forche vengono a trovarsi al di fuori dei longheroni; a questo punto, il mon-

Tabella IV.1 – Caratteristiche tecniche dei carrelli transpallet (valori orientativi, suscettibili di variazioni a seconda del costruttore).

Tipo di carrello	Riferimento figura	Portata max kg_f	Peso carrello (1) kg_f	Lunghezza carrello mm	Larghezza carrello mm	Ingombro minimo in altezza mm	Max sollevamento forche (2) mm	Larghezza min. corridoi di manovra (3) mm	Velocità con/senza carico	
									traslazione m/s	sollevamento m/s
Transpallet azionato a mano	IV.1	2.200	80	1.500	680	1.250	120	1.800	—	—
Transpallet elettrico a timone	IV.12a	2.500	700	1.800	700	1.400	125	2.000	1/1,5	0,06
Transpallet elettrico con manovratore a bordo	IV.12b	3.000	2.500	4.800	900	1.600	125	2.200	1,4/3,3	—
Transpallet elevatore a timone	IV.3	1.600	1.200	2.000	800	1.700	5300	2.200	1/1,6	0,10/0,20
Transpallet elevatore con manovratore a bordo (*sfradcle*)	IV.4	1.500	1.500	2.200	900	2.250	3600	2.300	1,5/2	0,10/0,15

(1) Batteria compresa.
(2) Rispetto alla posizione inferiore, che si può assumere pari a 85 mm dal piano pavimento.
(3) Non si tiene conto dell'ingombro del carico trasportato.
N.B. La pendenza massima superabile con i vari tipi di carrelli varia da 6% a 8% a seconda che i carrelli hanno il carico a bordo o sono scarichi.

tante viene inclinato in avanti e le forche possono infilarsi sotto l'unità di carico e prelevarla; quindi, il montante arretra fino a che il baricentro del carico viene a trovarsi all'interno del perimetro individuato congiungendo i punti di appoggio sul pavimento delle ruote del carrello; per maggiore sicurezza, durante il trasporto il montante viene inclinato verso il carrello. Per il deposito dell'unità di carico trasportata si segue la trafila inversa.

Il funzionamento dei carrelli a forche con montanti retrattili è sempre a batteria, essendo gli stessi esclusivamente impiegati all'interno degli edifici. Il motore di traslazione può essere in corrente continua o alternata.

Per evitare contraccolpi, è di norma previsto – a fine corsa – il disinserimento automatico del movimento di arretramento del montante portaforche oppure un ammortizzatore. Anche la traslazione ed il sollevamento possono essere asserviti a circuiti elettronici a controllo d'impulsi.

Si sottolinea l'importanza che rivestono le predisposizioni antinfortunistiche in carrelli di questo tipo, come del resto in tutti quelli menzionati nel presente capitolo; si veda in proposito quanto esposto nel successivo paragrafo IV.3.

Ovviamente, il peso dei carrelli in esame è maggiore di quello dei carrelli tipo transpallet; però i tempi operativi sono minori, anche perché il manovratore è sempre a bordo del carrello, in piedi o seduto trasversalmente.

Ma, soprattutto, i carrelli con montanti o forche retrattili consentono di ridurre la larghezza dei corridoi di manovra rispetto ai tradizionali carrelli con forche a sbalzo; sono, inoltre, normalmente dotati di montanti a doppio sfilamento, al fine di poter raggiungere, con le forche, altezze superiori ai 6 m.

In base a tali caratteristiche, i carrelli a montanti o forche retrattili sono particolarmente adatti alla movimentazione di unità di carico dentro i magazzini: non c'è dubbio, infatti, che gli indici di utilizzazione superficiale e volumetrica ottenibili con l'impiego di tali carrelli sono migliori di quelli consentiti dai carrelli con forche a sbalzo. In proposito, si riportano due tabelle nelle quali sono esposte le principali caratteristiche tecniche dei due tipi di carrelli suddetti, in modo che risulti facilitato il relativo confronto, almeno per i parametri che lo consentono (vd. tabelle IV.II e IV.III e figure IV.17 e IV.18).

Si fa presente che con i carrelli a montanti retrattili è opportuno movimentare – nei magazzini industriali – unità di carico aventi una larghezza tale da consentire l'introduzione delle stesse fra i due longheroni anteriori della macchina; infatti, se le unità trasportate hanno larghezze maggiori, occorre qualche manovra in più per depositarle (o prelevarle) in corrispondenza del piano pavimento.

Per quanto riguarda le caratteristiche costruttive degli scaffali destinati a contenere le unità di carico, si rimanda al capitolo VI, relativo ai magazzini intensivi.

I carrelli in esame sono solitamente dotati di ruote in vulkollan di elevata durezza, necessarie per assicurare la portata nominale e la precisione di sollevamento anche ad altezze elevate.

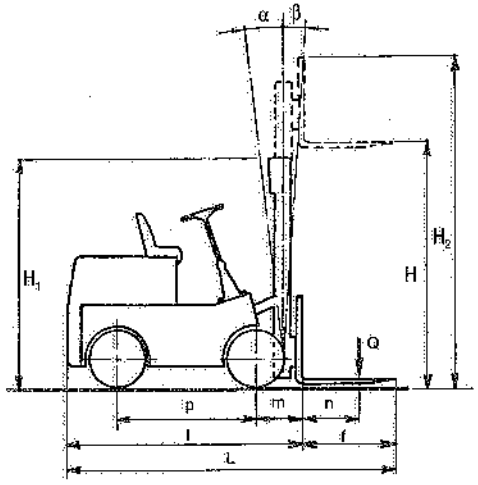
D. Carrelli a forte sollevamento ed a presa bilaterale e trilaterale

Al fine di migliorare ulteriormente l'utilizzazione dello spazio nei magazzini – sia riducendo la larghezza dei corridoi, sia aumentando l'altezza di sollevamento delle forche – si è registrata una importante evoluzione nel campo dei carrelli elevatori: tale evoluzione ha portato alla produzione di due tipologie di macchine, essenzialmente caratterizzate dalla diversa modalità di funzionamento delle forche; si hanno cioè carrelli nelle due versioni seguenti:

Tabella IV.II – Caratteristiche tecniche di carrelli elettrici con forche a sbalzo a montanti fissi (fig. IV.17).

Q	Portata nominale	kg	600	1.000	1.500	2.000	2.500	3.000
P	Peso proprio (1)	kg	1.500	2.500	3.000	4.000	4.500	5.000
l	Lunghezza carrello, escluse le forche	mm	1.300	1.800	1.900	2.000	2.200	2.250
L	Lunghezza totale carrello	mm	2.100	2.800	3.000	3.000	3.200	3.250
m	Distanza tra fronte forche e asse ruote anteriori	mm	220	330	350	440	440	440
p	Passo delle ruote	mm	860	1.100	1.500	1.530	1.530	1.500
H	Massimo sollevamento forche	mm	3.600	3.300	3.300	3.300	3.300	3.300
R	Raggio minimo di sterzatura	mm	1100/1500 (3)	1400/1700 (3)	1500/1900 (3)	1.900 (4)	1.950 (4)	2.100 (4)
W	Larghezza minima corridoi (2)	mm	1800/2300 (3)	2900/3100 (3)	3.500 (4)	3.500 (4)	3.600 (4)	3.700 (4)
	Velocità massima con/senza carico (5):							
	— traslazione	m/s	3/3,2	3/3,2	4,1/4,4	4,1/4,4	4,1/4,4	3,9/4,4
	— sollevamento	m/s	0,3/0,45	0,3/0,45	0,4/0,55	0,4/0,55	0,45/0,6	0,44/0,6

Le forche hanno normalmente una larghezza di 100 mm ed uno spessore di 40 mm (per il carrello da 600 kg_f, tali valori scendono a 80 e 30 mm rispettivamente).
(1) Batteria compresa.
(2) Non si tiene conto dell'ingombro del carico trasportato.
(3) Carrelli a 3/4 ruote.
(4) Carrelli a 4 ruote.
(5) Con motori a corrente continua (con motori a corrente alternata si raggiungono velocità un po' maggiori).



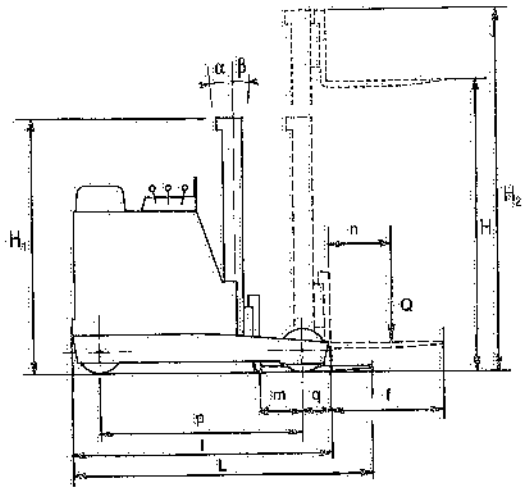
H = massima altezza di sollevamento delle forche
H_1 = altezza del carrello con montanti abbassati
H_2 = massimo ingombro in altezza con le forche sollevate al massimo
f = lunghezza utile delle forche (800 - 1000 - 1150 mm)
l = lunghezza del carrello escluse le forche
L = lunghezza totale del carrello
m = distanza fra la superficie frontale delle forche e l'asse delle ruote anteriori
n = distanza fra il baricentro del carico e la superficie frontale delle forche (500 mm)
m+n = distanza fra il baricentro del carico e l'asse delle ruote anteriori
p = passo delle ruote
α = inclinazione dei montanti all'indietro
β = inclinazione dei montanti in avanti

Fig. IV.17 – Principali parametri geometrici dei carrelli elettrici con forche a sbalzo frontali.

Tabella IV.III – Caratteristiche tecniche di carrelli elettrici a forche con montanti retrattili e manovratore a bordo (fig. IV.18).

Q	Portata nominale	kg	1.000	1.600	2.000	2.500
P	Peso proprio (1)	kg	2.500	3.000	3.500	3.800
l	Lunghezza carrello, escluse le forche	mm	1.600	1.800	2.050	2.050
L	Lunghezza totale carrello con forche retratte (lunghe 1000 mm)	mm	2.100	2.200	2.450	2.450
m	Distanza tra fronte forche retratte e asse ruote anteriori	mm	430	430	430	430
q	Distanza tra fronte forche avanzate e asse ruote anteriori	mm	170	190	210	210
p	Passo delle ruote	mm	1.300	1.420	1.650	1.650
H	Massimo sollevamento forche	mm	5.500	7.700	7.700	7.700
R	Raggio minimo di sterzatura	mm	1.500	1.660	1.750	1.750
W	Larghezza minima corridoi (2)	mm	2.200	2.250	2.500	2.500
	Velocità con/senza carico: – traslazione – sollevamento	m/s m/s	2,5/2,8 0,3/0,5	2,9/3,2 0,3/0,5	2,7/3,2 0,3/0,5	3,2 0,5

Le forche hanno normalmente una larghezza di 120-140 mm ed uno spessore di 40-50 mm (per il carrello da 1000 kg: 100 e 35 mm rispettivamente).
(1) Batteria compresa.
(2) Non si tiene conto dell'ingombro del carico trasportato.



H = massima altezza di sollevamento delle forche
H_1 = altezza del carrello con montanti abbassati
H_2 = massimo ingombro in altezza con le forche sollevate al massimo
f = lunghezza utile delle forche (800 - 1000 - 1150 mm)
l = lunghezza del carrello escluse le forche
L = lunghezza totale del carrello (con le forche retratte)
m = distanza fra la superficie frontale delle forche in posizione arretrata e l'asse delle ruote anteriori
n = distanza fra il baricentro del carico e la superficie frontale delle forche (600 mm)
p = passo delle ruote
q = distanza fra la superficie frontale delle forche in posizione avanzata e l'asse delle ruote anteriori
α = inclinazione dei montanti all'indietro
β = inclinazione dei montanti in avanti

Fig. IV.18 – Principali parametri geometrici dei carrelli elettrici a forche con montanti retrattili.

a) con forche a presa bilaterale, di tipo telescopico (fig. IV.19);
b) con forche a presa trilaterale (3), cioè in grado di ruotare di 180° attorno ad un asse verticale (fig. IV.20): tale rotazione avviene rispetto all'elemento di supporto (piastra porta-forche), a sua volta scorrevole lateralmente.

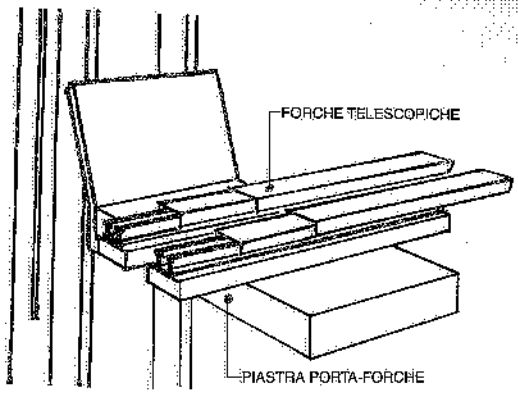


Fig. IV.19 – Forche a presa bilaterale o telescopiche.

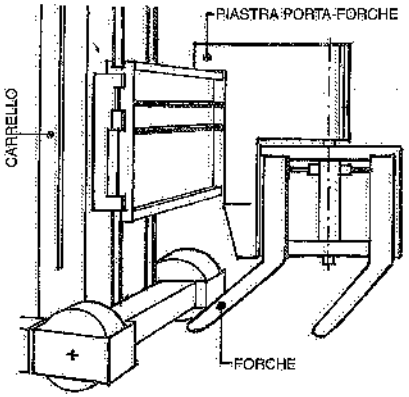


Fig. IV.20 – Forche a presa trilaterale, vale a dire frontale e laterale.

Entrambi i tipi di carrelli non richiedono – per la posa e la ripresa dei carichi di magazzino – la sterzatura del veicolo nei corridoi tra gli scaffali. In tali corsie, i carrelli sono guidati da rotaie di contrasto installate a pavimento (4); in alternativa (fig. IV.22), la guida è assicurata da un campo magnetico – creato da un cavo inserito nel pavimento e percorso da corrente elettrica – oppure da uno dei sistemi di guida automatica citati nel capitolo I. In ogni caso, il franco da prevedere fra carrelli e scaffali è molto piccolo: più precisamente, di circa 100 mm per parte nella soluzione con la guida di contrasto e di circa 150 mm per parte con la guida automatica. È così possibile ridurre la larghezza dei corridoi anche rispetto all'impiego dei carrelli a montanti retrattili, che pure – come si è visto – già conseguono interessanti risparmi di spazio nei magazzini. Inoltre, il montante particolarmente robusto ed atto a sopportare gli sforzi tensionali che si manifestano quando lo stesso è sfilato, consente un sollevamento delle forche fino a 13 m dal piano pavimento.

Le suddette caratteristiche consentono, pertanto, ulteriori aumenti degli indici di utilizzazione superficiale e volumetrica dei magazzini.

A differenza delle forche girevoli, le forche a presa bilaterale operano sui due

(3) In realtà, la definizione di forche a presa trilaterale risulta imprecisa: infatti, le forche stesse operano normalmente sui due lati del carrello, mentre la posizione frontale non è di solito utilizzata in quanto, in tale configurazione, la lunghezza del carrello aumenta in misura non trascurabile.

(4) La guida di contrasto consiste in due profilati metallici installati a terra, sui due fronti di scaffale, lungo i quali i carrelli sono guidati da ruote (sovente denominate rulli) ad asse verticale montate sui fianchi dei carrelli stessi (fig. IV.21).

fronti del corridoio senza ruotare: il loro movimento è infatti telescopico sia verso destra che verso sinistra (rispetto al carrello che le sopporta) e quindi la larghezza del corridoio può risultare minore; inoltre, i tempi ciclo per prelievi e depositi sono più brevi in quanto non occorre ruotare le forche. Per contro, le forche ad azione bilaterale non consentono di prelevare e depositare le unità di carico a piano pavimento: pertanto, sia dentro gli scaffali sia all'esterno, i carichi devono trovarsi od essere posti su ripiani o su altri sistemi di movimentazione (trasportatori a rulli, a catene, ecc.) ad altezze non inferiori a 300÷400 mm.

Anche la presenza della guida di contrasto impedisce di depositare e prelevare – sui due lati dei corridoi di magazzino – unità di carico a piano pavimento, qualunque sia il tipo di forche adottato; occorre pertanto prevedere, nella parte inferiore degli scaffali, un ripiano sopraelevato da terra di almeno 100 mm (5). La guida automatica (ad esempio del tipo a induzione) non presenta tale vincolo.

La tab. IV.IV riporta valori indicativi dei principali parametri tecnici dei carrelli in esame.

(5) Per ridurre l'altezza di tale sovralzo, si devono utilizzare carrelli dotati di forche più sottili (ma ad alta resistenza): in tali casi, installando a pavimento guide aventi un'altezza di circa 40 mm, risulta possibile inserire le forche dentro lo spazio libero sottostante l'unità di carico.

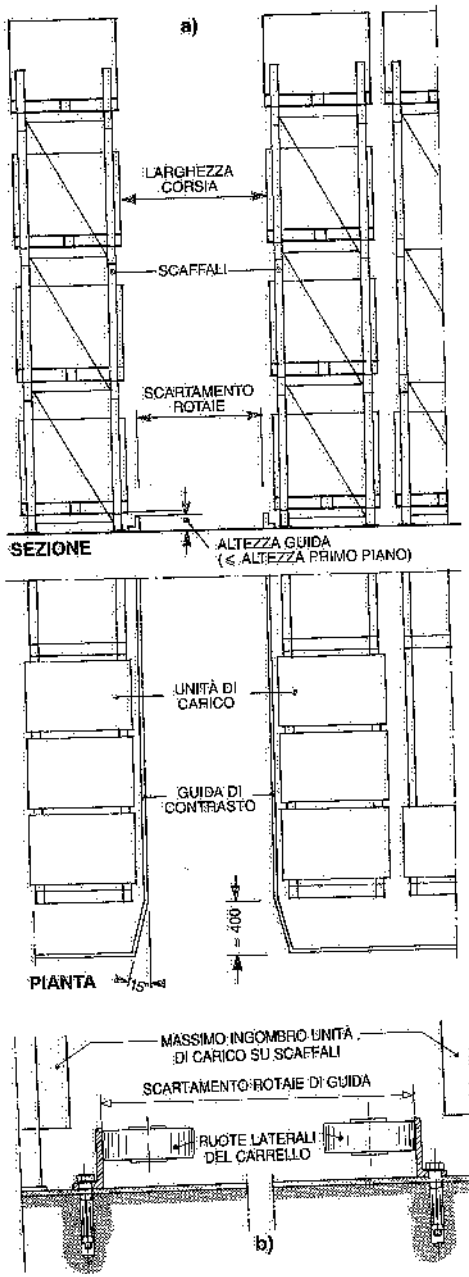


Fig. IV.21 – Esempio di guide dei carrelli, all'interno di scaffali, costituite da profilati di acciaio installati lungo i due lati del corridoio: a) pianta e sezione trasversale; b) particolare delle guide.

Normalmente il conducente è a bordo del carrello e ne comanda direttamente le manovre al di fuori dei corridoi; all'interno di questi, la guida è affidata alle rotaie di contrasto od alla guida automatica ed il manovratore provvede al posizionamento orizzontale del carrello (ossia lungo l'asse dei corridoi) avvalendosi di segnali di riferimento riportati sui correnti degli scaffali oppure dietro segnalazione (su video) da parte di un microprocessore di bordo che lo preavvisa di rallentare e poi di frenare. Vengono anche realizzati carrelli dotati di sistemi automatici di posizionamento sia in senso longitudinale che in altezza.

Per quanto riguarda il posizionamento verticale delle forche, si adotta una delle seguenti alternative:

a) il manovratore rimane in basso,

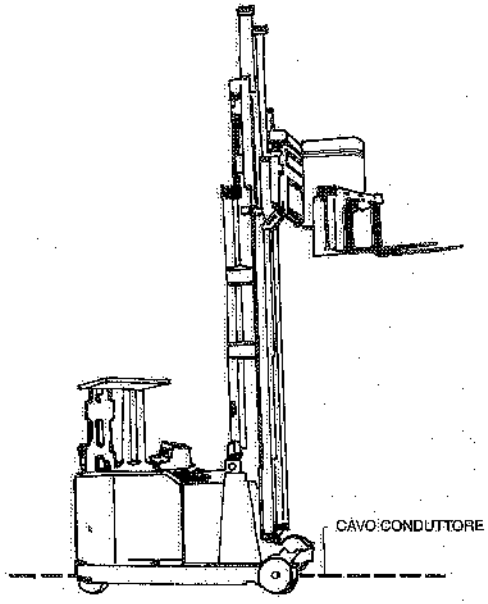


Fig. IV.22 – Carrello a presa trilaterale attrezzato per la guida induttiva.

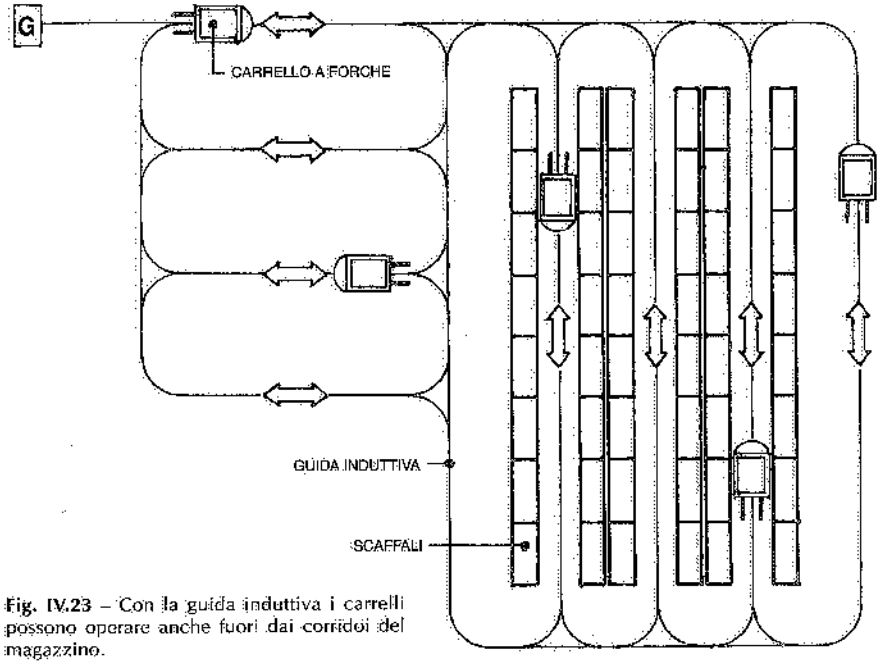


Fig. IV.23 – Con la guida induttiva i carrelli possono operare anche fuori dai corridoi del magazzino.

Tabella IV.IV – Valori indicativi delle principali caratteristiche tecniche dei carrelli elettrici a 3 ruote con forche a forte sollevamento (fig. IV.24).

	Parametri		Forche a presa bilaterale (fig. IV.24a)	Forche a presa trilaterale (fig. IV.24b)	
Q	Portata nominale	kg	1.000 ÷ 1.500	1.000	1.500
H	Massimo sollevamento forche	mm	10.000	13.000	13.000
L	Lunghezza totale carrello (1)	mm	3.600	3.500	3.600
B	Larghezza massima carrello (2)	mm	1.450	1.500	1.600
R	Raggio minimo di sterzatura	mm	2.500	2.500	2.500
W	Larghezza minima corridoi (3):				
	— con guida di contrasto	mm	1.550	1.600	1.700
	— con guida ad induzione	mm	1.650	1.700	1.800

Velocità massime adottabili per tutti i carrelli, con/senza carico: traslazione 2/2,2 m/s; sollevamento: 0,3/0,35 m/s.
(1) Senza il carico da trasportare. Nei carrelli ad azione trilaterale si considerano le forche rivolte verso lo scaffale.
(2) Esclusi gli eventuali rulli laterali di guida.
(3) Con carico avente un ingombro ⩽ 1200 mm.

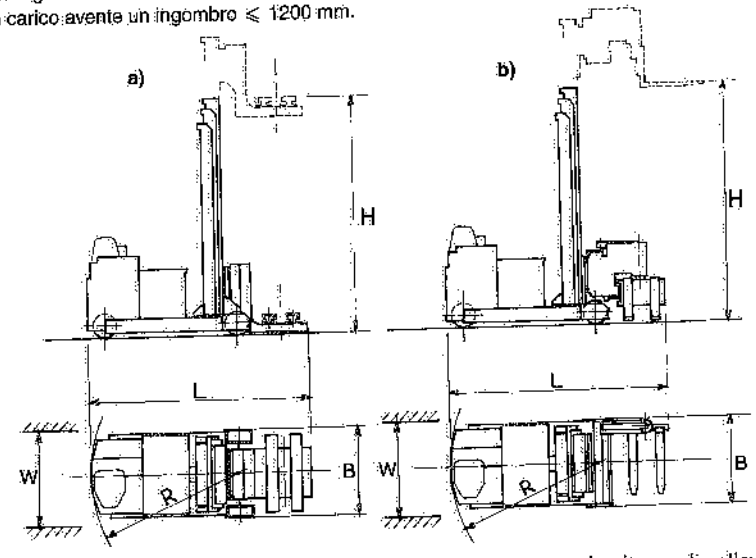


Fig. IV.24 – Principali parametri geometrici di carrelli elevatori a grande altezza di sollevamento: a) carrello con forche telescopiche; b) carrello con forche rotanti.

sul carrello (fig. IV.25): agendo su un preselettore automatico, le forche del carrello raggiungono il ripiano desiderato dello scaffale ed eseguono automaticamente il ciclo di prelievo o deposito del carico;

b) il manovratore sale con le forche controllando direttamente le operazioni (fig. IV.26): si può così fare a meno dei dispositivi richiesti dal ciclo automatizzato.

Un'ulteriore automazione può riguardare le operazioni di immagazzinamento e prelievo dei carichi rispettivamente nei e dai vani degli scaffali, cosicché l'intero ciclo di carico o di scarico si svolge automaticamente, con evidenti vantaggi sulla sicurezza delle operazioni.

Ovviamente, tutta l'operativa dei carrelli può essere comandata – per via induttiva o a raggi infrarossi o via radio – da un sistema comprendente un calcolatore ed uno o più PLC di comando e controllo: tale sistema interfaccia un minicalcolatore (PLC) installato a bordo dei carrelli (fig. IV.27); quest'ultimo computer visualizza su video le operazioni da eseguire oppure – in alternativa – trasforma le istruzioni ricevute in impulsi di guida e di moto e, a missione compiuta, informa l'unità di gestione; in questo secondo caso, l'operatore a bordo carrello si limita a controllare l'esecuzione delle varie operazioni, frenare, manovrare fuori dai corridoi, intervenire in situazioni particolari.

È anche possibile automatizzare tutte le funzioni del carrello, sia dentro che al di fuori dei corridoi di stoccaggio, facendo a meno del conducente: tramite il computer di bordo, vengono attuati i comandi di traslazione, posizionamento, sterzatura o frenatura provenienti dal calcolatore dedicato (fig. IV.28). La trasmissione dei comandi e delle informazioni avviene ancora per via induttiva, a raggi infrarossi o via radio. Per contro, si allungano alquanto i tempi ciclo.

Infine, sono disponibili carrelli in grado di compiere tratti di percorso e compiti in base a programmi prestabiliti ed inseriti nel computer di bordo: ad

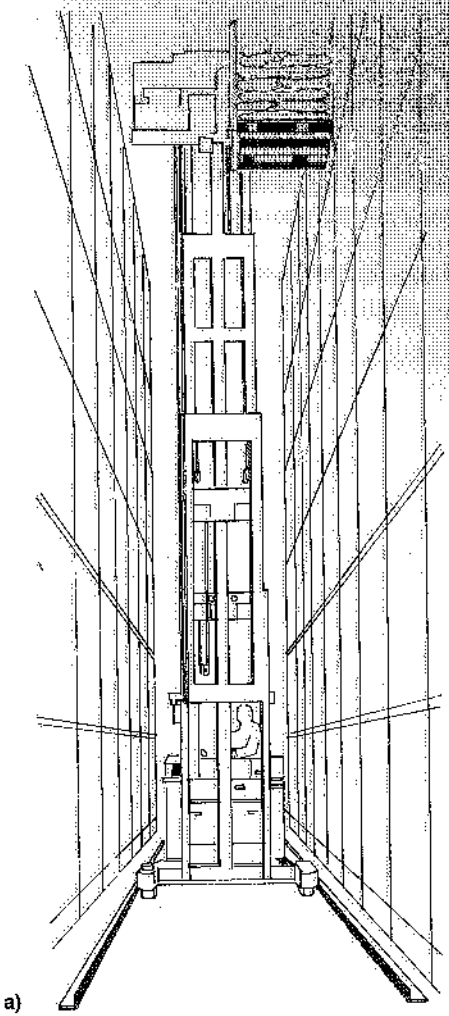
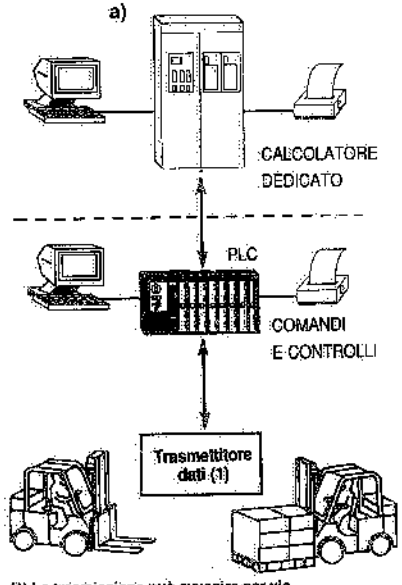


Fig. IV.25 – Carrello avente la possibilità di preselezionare l'altezza di sollevamento delle forche: a) le forche hanno raggiunto l'altezza prestabilita per lo stoccaggio del carico; b) preselettore automatico dei piani a bordo carrello.

esempio, per accedere a stazioni di carico e scarico ed eseguire le relative operazioni (fig. IV.29). Valida soltanto per tragitti brevi ed incombenze ripetitive, questa operativa non richiede sistemi fissi di guida e di comando.

Quando l'operativa dei carrelli è completamente automatica, occorre tenere presenti le indicazioni esposte per gli AGV (vd. capitolo I), anche per quanto riguarda le caratteristiche del pavimento; inoltre, si devono rispettare precise tolleranze sulla verticalità ed orizzontalità degli scaffali (vd. capitolo VI sui magazzini intensivi). Infine, in relazione all'utilizzo di carrelli, occorre sempre valutare preventivamente le sollecitazioni dinamiche indotte dagli stessi sul pavimento: senza soffermarci sulle modalità di calcolo suggerite in proposito dalla Scienza delle Costruzioni, si richiama quanto previsto dalla norma DIN 1055 per valutare – sia pure in prima approssimazione – la pressione conseguente al transito di un mezzo di trasporto (con il carico a bordo) su una pavimentazione:

$$P_F = \frac{(G+Q)\cdot\zeta}{L\cdot B}$$



(1) La trasmissione può avvenire per via induttiva, raggi infrarossi, onde radio.

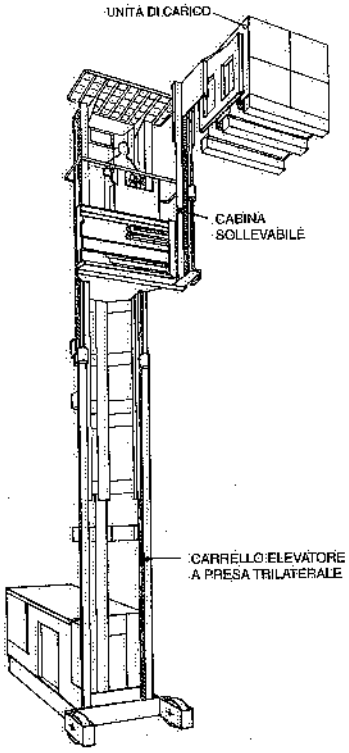


Fig. IV.26 – Il posizionamento delle forche è comandato dall'operatore in cabina sollevabile.

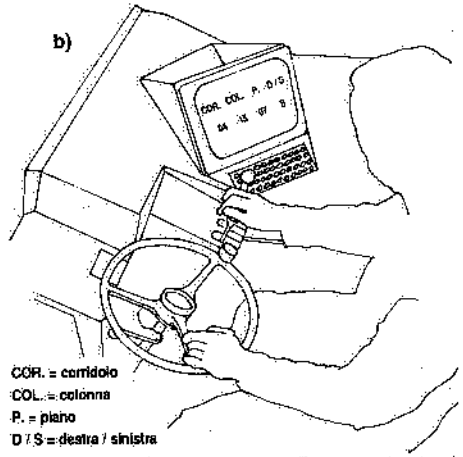


Fig. IV.27 – a) L'attività dei carrelli è organizzata da un sistema centralizzato; b) uno schermo visualizza e controlla le operazioni da eseguire.

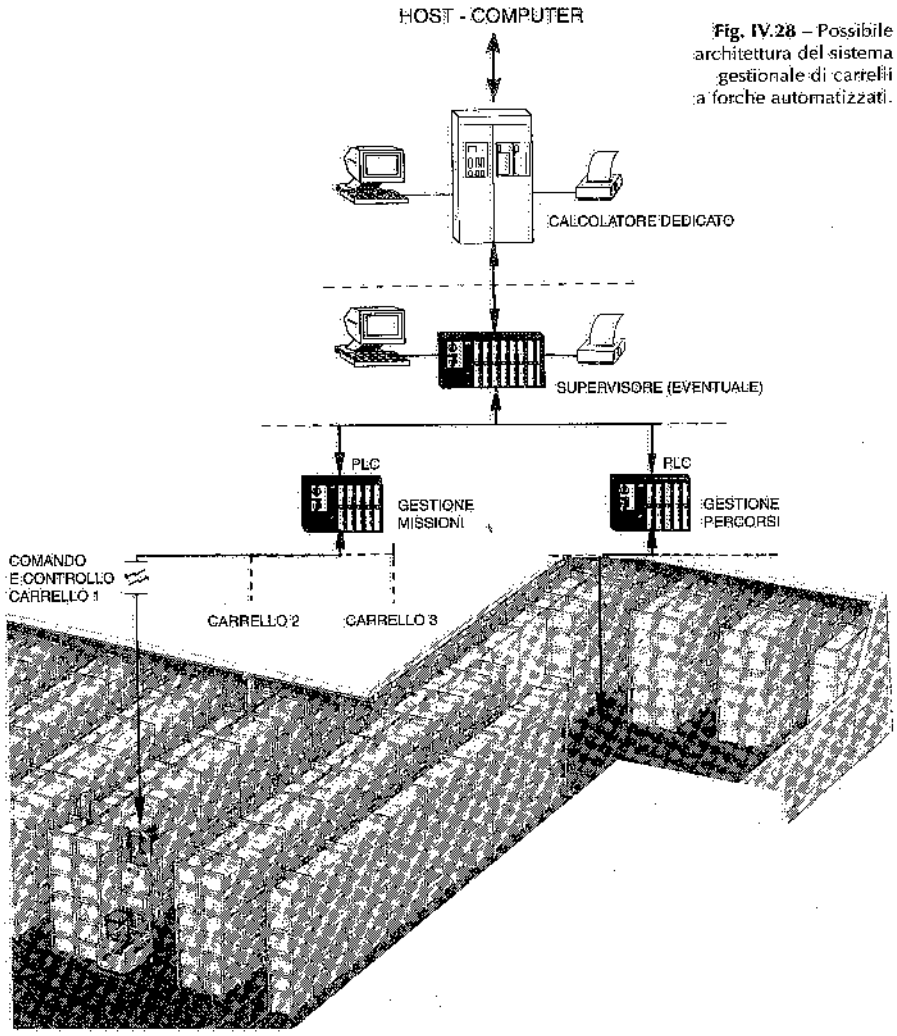


Fig. IV.28 – Possibile architettura del sistema gestionale di carrelli a forche automatizzati.

dove:
P_F = pressione sulla superficie percorsa dal mezzo (t/m^2);
G = peso proprio del mezzo di trasporto (tonnellate);
Q = carico utile massimo (tonnellate);
ζ = fattore di spinta (per i carrelli elevatori si assume pari a 1,4);
L = lunghezza totale del mezzo di trasporto compreso il carico (metri);
B = larghezza del mezzo di trasporto compreso il carico (metri).

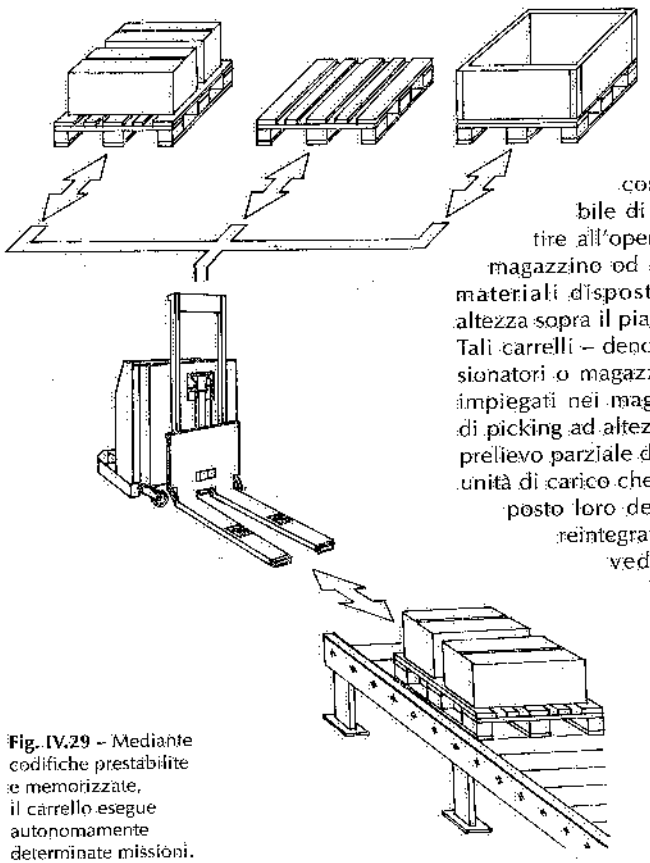


Fig. IV.29 – Mediante codifiche prestabilite e memorizzate, il carrello esegue autonomamente determinate missioni.

E. Carrelli commissionatori

Nel precedente paragrafo B abbiamo già citato i carrelli transpallet con piattaforma sollevabile di 1-2 m, atta a consentire all'operatore di prelevare dal magazzino od immettere nello stesso materiali disposti ad alcuni metri di altezza sopra il piano pavimento.
Tali carrelli – denominati anche commissionatori o magazzinieri – sono di solito impiegati nei magazzini per operazioni di picking ad altezze limitate, ossia per il prelievo parziale di materiali contenuti in unità di carico che rimangono stoccate al posto loro destinato e vengono poi reintegrate del contenuto o prevedendo ancora l'intervento manuale dell'operatore oppure sostituendo l'unità di carico esaurita con un'altra unità di carico intera (mediante un carrello od altro trasportatore dotato di forche). Le operazioni di prelievo ora descritte non cambiano nei casi in cui i materiali stoccati, anziché essere raccolti in unità di carico, sono semplicemente appoggiati su ripiani di scaffali; l'unica differenza può riscontrarsi nelle operazioni di reintegro, che – di solito – sono effettuate manualmente anziché con un mezzo di trasporto meccanizzato od automatico.

Anche i carrelli con forche a sbalzo possono essere costruiti in una versione che li rende adatti ad operare come carrelli commissionatori e che consente all'operatore di raggiungere altezze di 6-8 m da terra (fig. IV.30); le forche, inoltre, sono dotate di un movimento verticale relativo rispetto al piano cabina, di modo che il *picker* può sempre operare ad un'altezza ergonomicamente ottimale in fase di movimentazione delle merci (fig. IV.31). A questo tipo di carrello commissionatore con forche a sbalzo si dà anche il nome di carrello *combinato*, in quanto consente di effettuare due distinte operazioni: la movimentazione di unità di carico intere ed il picking; è così possibile impiegare una sola macchina anziché due (una per ogni tipo di operazione).

I carrelli con forche telescopiche oppure girevoli citati nel precedente paragrafo D, consentono di ovviare a quest'ultimo inconveniente; inoltre, – nella versione commissionatori – sono in grado di sollevare l'operatore ad altezze maggiori. La fig. IV.32 si

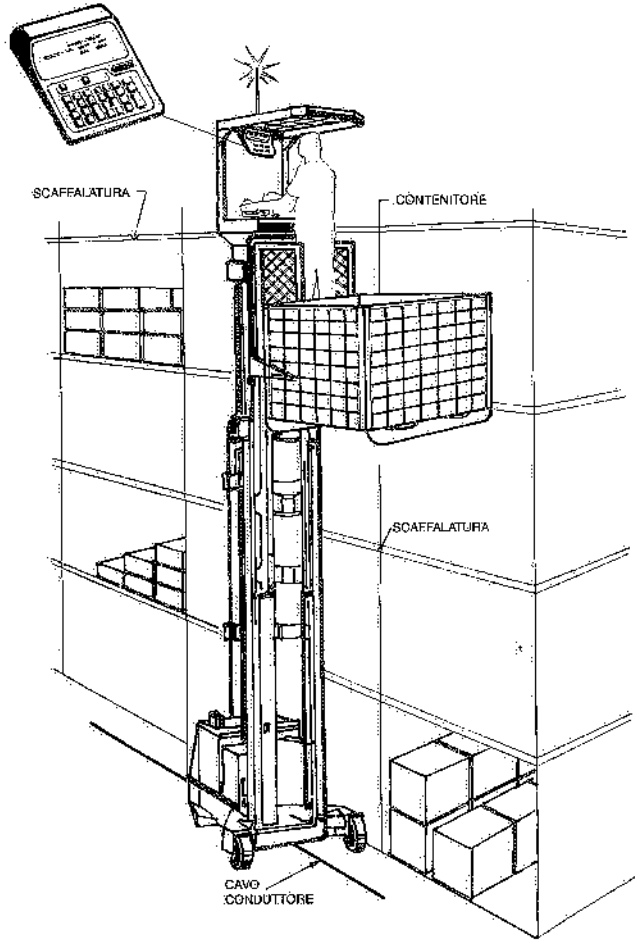


Fig. IV.30 – Carrello con forche a sbalzo frontali e cabina per il manovratore sollevabili per l'esecuzione di operazioni di picking manuale.

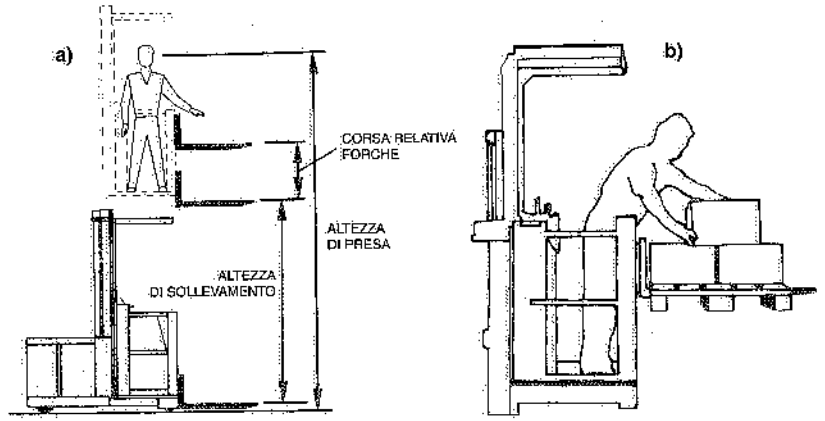


Fig. IV.31 – Il movimento relativo delle forche rispetto alla cabina, consente di manovrare i colli all'altezza più comoda per l'operatore.

riferisce appunto ad un carrello dotato di forche a presa trilaterale e cabina sollevabile (con la piastra portaforche) fino a 8-9 m di altezza; l'operatore, raggiunta la posizione in corrispondenza della quale deve effettuare il deposito od il prelievo di materiali, esegue manualmente le operazioni previste, senza bisogno di dispositivi automatici: è infatti sufficiente che siano contrassegnati i posti delle unità di carico negli scaffali oppure che le stesse siano facilmente individuabili. In altre parole, l'operatore effettua operazioni di picking manuale senza spostare l'unità di carico che contiene il materiale da prelevare e depone il materiale prelevato sopra una paletta o dentro un contenitore sopportato dalle forche; e poiché queste sono dotate di un movimento relativo rispetto alla cabina, il picker può sempre operare in posizione ergonomicamente ottimale.

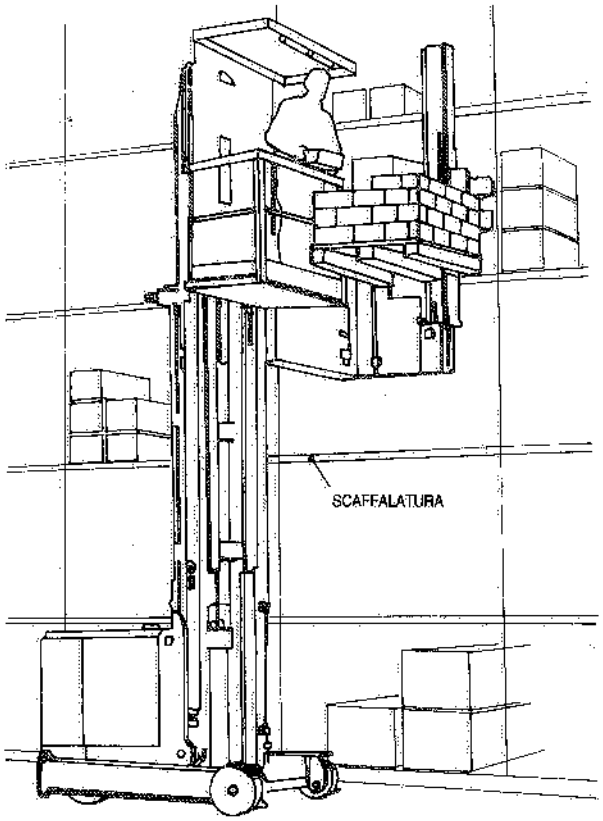


Fig. IV.32 – Carrello commissionatore o combinato con forche rotanti a grande altezza di sollevamento.

I carrelli commissionatori dotati di forche girevoli o telescopiche (6) permettono di effettuare, su entrambi i lati, tanto le operazioni di picking quanto quelle di immagazzinamento e prelievo delle unità di carico intere, con limitate larghezze dei corridoi di servizio. Com'è ovvio, tali operazioni possono essere guidate da un calcolatore dedicato, che trasmette al terminale rice-trasmittente installato su ogni carrello i prelievi da effettuare, secondo una successione ottimale: sul display del terminale vengono via via visualizzati il codice e la localizzazione del materiale da prelevare, nonché la quantità richiesta. Ad operazione effettuata, il carrellista trasmette un segnale di missione compiuta ed il computer dedicato richiede il successivo intervento.

La tab. IV.V riporta alcuni dati caratteristici dei carrelli commissionatori o combinati con forche e posto di guida a forte sollevamento.

(6) Anche questi carrelli sono sovente individuati come carrelli *combinati*.

Tabella IV.V – Valori indicativi delle principali caratteristiche tecniche dei carrelli elettrici commissionatori con forche a presa frontale e trilaterale ed a forte sollevamento.

Parametri			Forche a presa frontale (fig. IV.33a)		Forche a presa trilaterale (5) (fig. IV.33b)	
Q	Portata nominale	kg	**600**	**1.200**	**1.000**	**1.500**
H	Massimo sollevamento forche	mm	6.000	8.000	10.000	13.000
h	Altezza del pavimento della cabina sollevata	mm	5.500	7.000	9.000	10.500
L	Lunghezza totale carrello (1)	mm	2.500 (4)	2.700 (4)	3.400	3.700
B	Larghezza massima carrello (2)	mm	1.300	1.500	1.400	1.600
R	Raggio minimo di sterzatura	mm	1.800	2.000	2.200	2.500
W	Larghezza minima corridoi (3):					
	— con guida di contrasto	mm	1.400	1.500	1.600	1.700
	— con guida ad induzione	mm	1.500	1.600	1.700	1.800

Velocità massime adottabili per tutti i carrelli, con/senza carico: traslazione 2,4/2,8 m/s; sollevamento: 0,3/0,5 m/s.
(1) Senza il carico da trasportare. Nei carrelli ad azione trilaterale si considerano le forche rivolte verso lo scaffale.
(2) Esclusi gli eventuali rulli laterali di guida.
(3) Con carico avente un ingombro $\leqslant$ 1200 mm.
(4) Si considerano forche lunghe 800 mm.
(5) Sono disponibili anche carrelli a forte telescopiche, con caratteristiche analoghe.

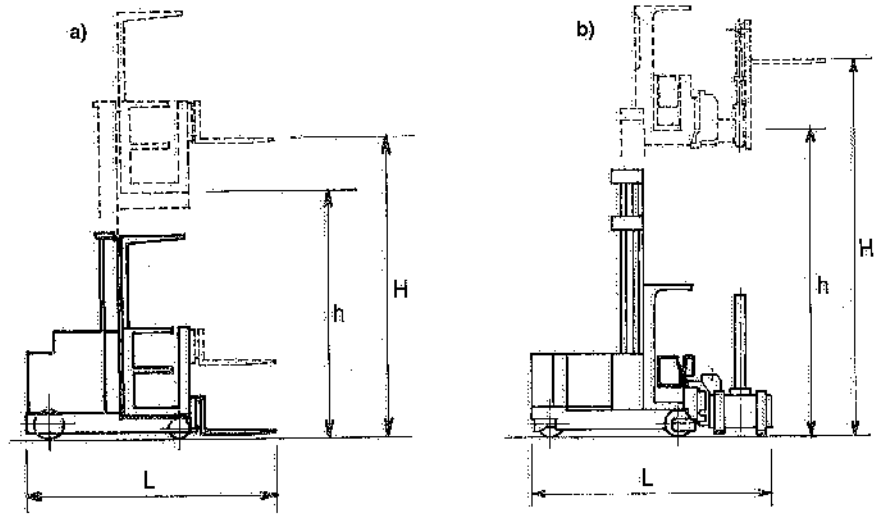


Fig. IV.33 – Principali parametri geometrici di carrelli commissionatori: a) con forche a sbalzo; b) con forche rotanti.

Accenniamo, infine, ad una particolare versione di piastra porta-forche, atta allo stoccaggio delle unità di carico in profondità, cioè dentro le singole corsie degli scaffali (fig. IV.34): tale piastra è scollegabile dal carrello e può traslare autonomamente dentro i vani degli scaffali per depositare o prelevare le unità di carico stoccate in quei vani.

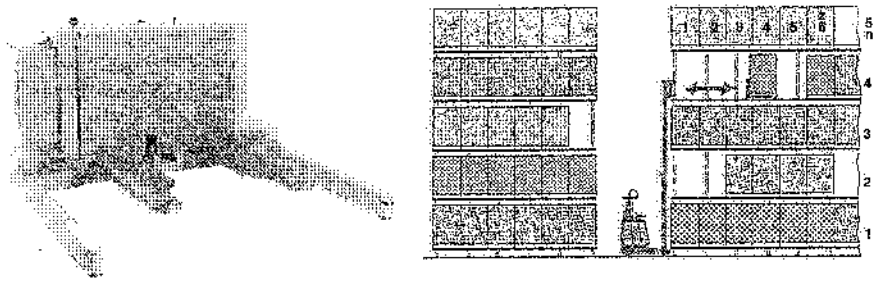


Fig. IV.34 – Piastra porta-forche per lo stoccaggio di unità di carico in profondità, alimentata dalla batteria del carrello o tramite batteria tampone.

IV.3. PREDISPOSIZIONI ANTINFORTUNISTICHE

I carrelli esaminati nei paragrafi precedenti devono soddisfare determinate norme di sicurezza e prevenzione degli infortuni, a cominciare da quanto prescritto dal D.P.R. 27 aprile 1955 n. 547 (7) e 24 luglio 1996, n. 459, per arrivare alle norme UNI-ISO 3691-3287-5053-6055 ed alle UNI EN 1175-1526-1726. Basti citare – a titolo di esempio – la necessità di evitare i pericoli messi in atto da un operatore che abbandoni il posto di guida senza avere azionato il freno di stazionamento oppure senza avere disinserito la chiave di accensione del motore (a tali distrazioni si fa fronte, di solito, prevedendo l'entrata in funzione di un avvisatore acustico).

Altre predisposizioni di sicurezza riguardano il circuito elettrico a due conduttori, valvole di sicurezza e protezione contro i sovraccarichi nel sistema idraulico; gli interruttori con comando a due mani od a pedale (tipo "uomo morto") delle funzioni di marcia, sollevamento e discesa; l'interruttore principale per interrompere la corrente della batteria; il blocco della traslazione del carrello durante le operazioni di prelievo o deposito delle unità di carico.

Le norme UNI EN 1726 e UNI ISO 6055 contengono numerose disposizioni antinfortunistiche relativamente ai carrelli semoventi con portata inferiore a 10.000 kg. Di seguito, sono citati alcuni componenti di tali carrelli oggetto di prescrizioni progettuali e funzionali:

- posto di guida: deve avere dimensioni non minori di quelle riportate in fig. IV.35;
- sicurezze per l'operatore: sono in particolare prescritti: a) tetto di protezione (fig. IV.36) per i carrelli con operatore a bordo e con sollevamento delle forche maggiore di 1,80 m (8); b) pedana per gli operatori in piedi, dotata di parapetto regolamentare (vd. fig. 13.51 del testo);

(7) Citiamo, in particolare, i seguenti articoli di tale D.P.R.: 11-55-59-61-82-174-182-183-192-215-228.

(8) La norma UNI ISO 6055 precisa le prove statiche e dinamiche cui devono essere sottoposti i tetti di protezione: in proposito, la fig. IV.37 evidenzia la deformazione massima consentita a seguito della caduta, da un'altezza di 1500 mm, di un cubo avente una massa di 45 kg; inoltre, sotto un carico →

- organi di comando;
- freni;
- impianto idraulico;
- batterie;
- targhe indicatrici (di identificazione e di portata);
- coefficiente di sicurezza a rottura delle funi metalliche o delle catene di sollevamento delle forche;
- condizioni ambientali: con particolare riferimento ai carrelli con motore a combustione interna, il livello

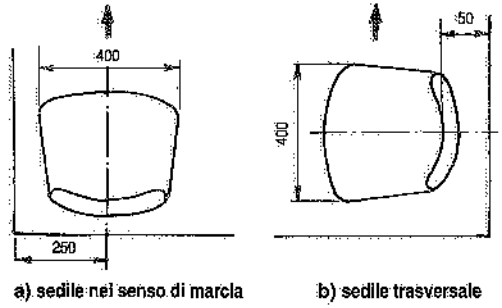


Fig. IV.35 – Dimensioni minime (in millimetri) del posto di guida dei carrelli elevatori.

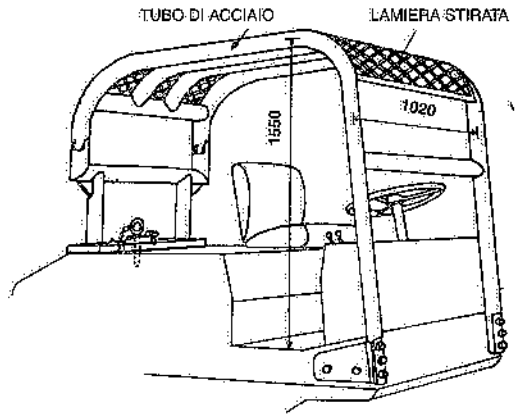


Fig. IV.36 – Tetto di protezione del manovratore (norma UNI ISO 6055).

massimo equivalente di rumorosità presso il posto di guida non dovrebbe superare i 75 dB(A).

La fig. IV.38 evidenzia i principali dispositivi di protezione e sicurezza per i carrelli elevatori elettrici con operatore a bordo.

Inoltre, i carrelli con operatore in piedi oppure con posto di guida sollevabile, devono essere progettati in modo da non poter superare, sotto carico ed in piano, una velocità di traslazione di 16 km/h. Se, poi, i carrelli sono utilizzati fuori dai corridoi di accatastamento o dentro corridoi privi di dispositivi di guida ed il carico e/o l'operatore sono sollevati da 500 a 2500 mm rispetto alla loro posizione più bassa, la velocità massima di traslazione non dovrebbe superare i 4 km/h. E, ancora, se il posto di guida od il meccanismo di sollevamento supera 2500 mm di altezza rispet-

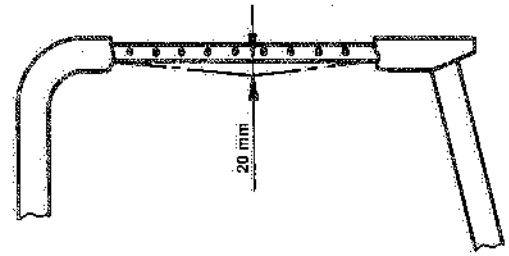


Fig. IV.37 – Deformazione permanente ammessa nel tetto di protezione del manovratore dopo la caduta del cubo di prova.

uniformemente ripartito e di entità definita, il tetto di protezione non deve subire deformazioni permanenti maggiori di 10 mm.

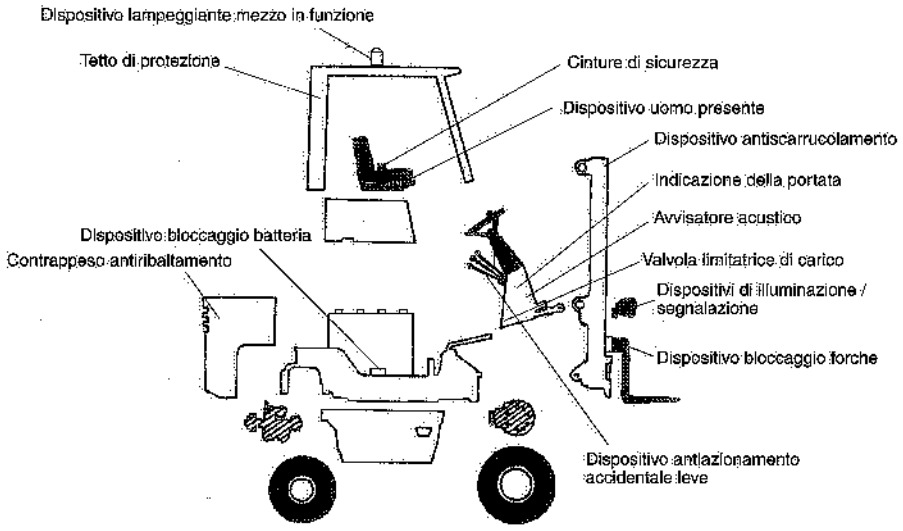


Fig. IV.38 – Dispositivi antinfortunistici previsti sui carrelli semoventi elevatori.

to alla posizione più bassa, la velocità di traslazione non deve superare 2,5 km/h. Questa stessa velocità massima è prescritta per i carrelli con forche a presa trilaterale quando il carico è disposto in posizione avanzata.

Infine, specifiche norme UNI ISO indicano i metodi di prova della stabilità per i carrelli semoventi elevatori. A sua volta, il D.Lgs. 4 agosto 1999, n. 359, prescrive che «i carrelli elevatori su cui prendono posto uno o più lavoratori siano sistemati o attrezzati in modo da limitare i rischi di ribaltamento, ad esempio installando una cabina per il conducente oppure mediante una struttura che trattenga il lavoratore o i lavoratori sul sedile del posto di guida».

Oltre ai D.P.R. 547/1955 e 459/1996, al D. Lgs. 359/1999 ed alle norme UNI ISO ed UNI EN già citati, la sicurezza nell'ambito dell'impiego dei carrelli semoventi deve anche tenere conto delle numerose norme EN e ISO disponibili.

IV.4. COMPONENTI DEI CARRELLI

1) Batterie di accumulatori

Tutti i carrelli motorizzati citati nei paragrafi che precedono sono dotati di motori elettrici alimentati da batterie di accumulatori (9). Una batteria di accumulatori è

(9) La trazione elettrica è da preferire al motore termico – almeno all'interno degli edifici – per le seguenti ragioni: non dà luogo alla formazione di gas di scarico, rumore e scintille; inoltre, il motore elettrico può sopportare sollecitazioni gravose e prolungate per una vita attiva più lunga del corrispondente motore termico; infine, il costo di esercizio è minore; solo il costo iniziale è maggiore.

costituita, essenzialmente, da più elementi ognuno dei quali consiste in due elettrodi, uno positivo ed uno negativo, opportunamente distanziati ed immersi in una soluzione di acido solforico diluito (elettrolito); il tutto disposto dentro un contenitore. Ogni elemento ha una tensione di 2 volt: per ottenere tensioni maggiori si collegano in serie più elementi (da 12 a 48 nelle batterie per trazione), dando così luogo alle batterie di accumulatori.

La fig. IV.39 evidenzia alcune caratteristiche essenziali dei principali componenti degli accumulatori al piombo, tuttora i più usati sui carrelli elevatori industriali:

- *elettrodo positivo:* si utilizzano piastre costituite da tubi di tessuto sintetico ad elevata resistenza meccanica e trattati in modo da sopportare l'azione corrosiva dell'acido in cui vengono inseriti (10);
- *elettrodo negativo:* consiste in piastre piane costruite come quelle costituenti l'elettrodo positivo;
- *separatori:* in materiale poroso resistente all'ossidazione, impediscono il contatto fra gli elettrodi ed il passaggio di particelle di materiale elettrodico, pur consentendo di avvicinare gli elettrodi al massimo e senza impedire il flusso ionico e la circolazione di elettrolito;

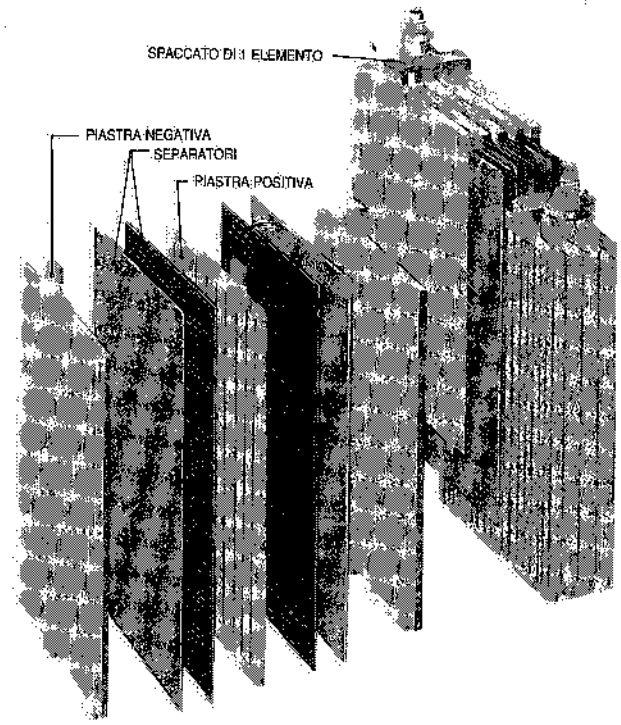
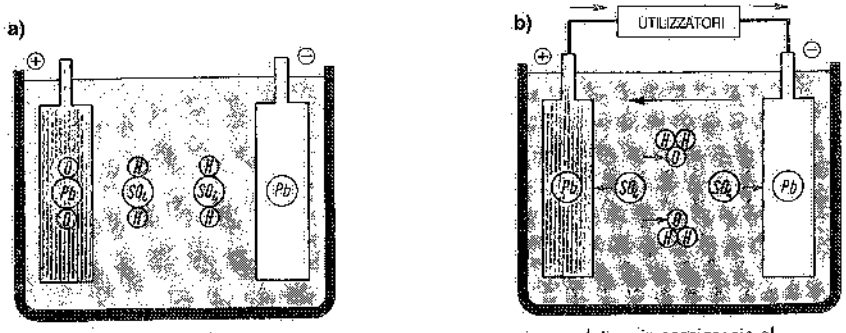


Fig. IV.39 – Disposizione schematica degli elementi erogatori di corrente (di solito, in numero pari alla metà del valore della tensione richiesta).

(10) Per ragioni di costo, è ancora utilizzata una versione a piastre piane isolate con fibre di vetro.

– *elettrolito:* soluzione di acido solforico in acqua distillata, racchiuso in un contenitore in polipropilene insieme ad elettrodi e separatori.

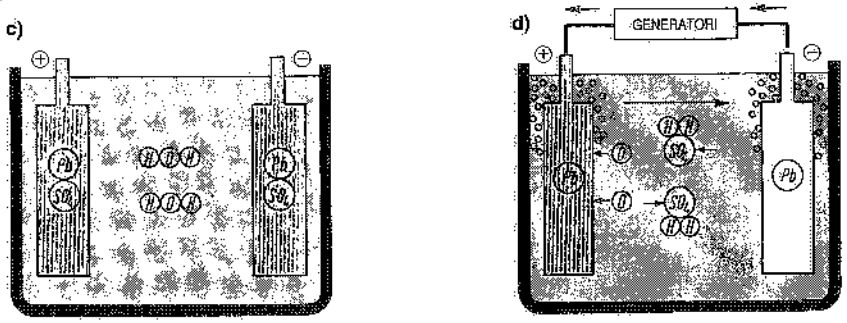
Le batterie per la trazione dei veicoli semoventi sono caratterizzate da alcuni parametri tecnici atti ad individuarle compiutamente:
– tensione di esercizio (ad esempio, 80 V);
– capacità di accumulare energia elettrica (espressa in amperora), ossia tempo durante il quale la batteria – utilizzata continuativamente – si scarica: secondo la norma CEI 21-5, la capacità è misurata da un valore di riferimento valevole per una durata di 5 ore, una tensione finale di 1,7 V per elemento e una temperatura di 30° C (11);
– corrente di carica (ad esempio, 120 A);
– dimensioni d'ingombro e peso.



accumulatore carico: al positivo: biossido di piombo; al negativo: piombo; elettrolito: acido solforico;

accumulatore in scarica: sia al positivo che al negativo si fissano ioni solforici.

Fig. IV.40 – Schema delle reazioni chimiche in un accumulatore al piombo in fase di scarica.



accumulatore scarico: al positivo ed al negativo si ha solfato di piombo, l'elettrolito è acqua;

accumulatore in carica: l'elettrolisi ristabilisce al positivo il biossido di piombo (per ossidazione) ed al negativo, piombo (per riduzione).

Fig. IV.41 – Schema delle reazioni chimiche in un accumulatore al piombo in fase di carica.

(11) Secondo la norma CEI citata, la capacità di una batteria – completamente carica – si determina moltiplicando il valore della corrente in scarica continua per il tempo durante il quale la batteria si scarica, ovverosia la tensione di ogni elemento scende da 2 a 1,7 V.

La fig. IV.40 riporta le reazioni chimiche conseguenti all'utilizzo di un accumulatore al piombo, mentre la fig. IV.41 schematizza la sua ricarica. Questa è effettuata tramite impianti equipaggiati con dispositivi atti a controllare i parametri fondamentali: corrente, tensione, tempo. La fig. IV.42 riporta l'andamento della tensione e della corrente in funzione del tempo, conseguente ad un metodo di ricarica realizzato con un generatore che provoca una diminuzione della corrente al crescere della tensione (12); quando quest'ultima raggiunge 2,4 V per elemento (tensione riferita a 30° C), un temporizzatore entra in funzione e dopo 3-4 ore disinserisce la batteria dall'apparecchio di carica.

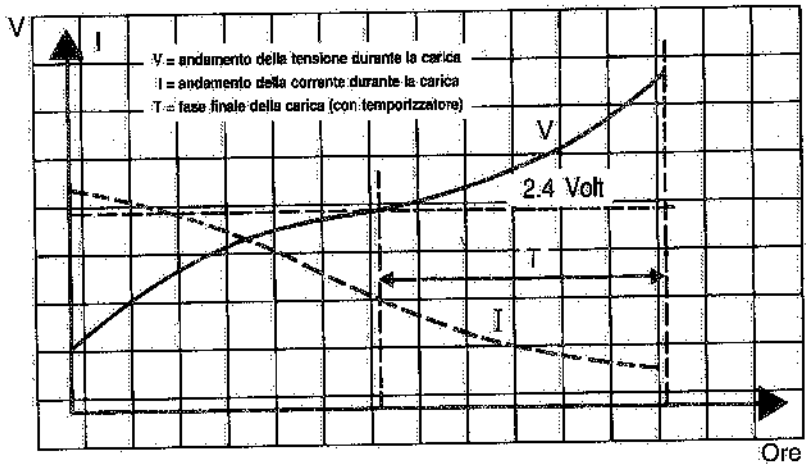


Fig. IV.42 – Metodo di carica delle batterie a corrente decrescente.

La carica delle batterie viene effettuata presso postazioni costituite da raddrizzatori singoli oppure in vere e proprie stazioni di carica opportunamente attrezzate.

Si ricorre a raddrizzatori singoli quando il numero di carrelli è limitato ed il lavoro si svolge su un unico turno (13). Negli altri casi (numerosi carrelli in esercizio e/o più turni di lavoro), si prevede una stazione di carica centralizzata (fig. IV.43), con rotazione delle batterie e supervisione di personale specializzato.

Il metodo di carica da adottare dipende dal tempo a disposizione per la ricarica, dal tipo di batterie, dalla esigenza o meno di caricare in parallelo più batterie.

Indicativamente, i processi di ricarica delle batterie al piombo per trazione richiedono tempi di ricarica compresi fra 6 e 10 ore.

Nelle stazioni di carica occorre assicurare una intensa ventilazione (almeno 6 ricambi/ora) e deve essere vietato fumare, accedere con fuochi a fiamma libera, inge-

(12) Oltre a tale modalità di ricarica (a corrente decrescente), si ricorre anche al metodo a corrente decrescente in due stadi.

(13) In tale caso, è opportuno prevedere la ricarica automatica degli elementi e l'aspirazione dell'idrogeno che si sviluppa durante l'operazione.

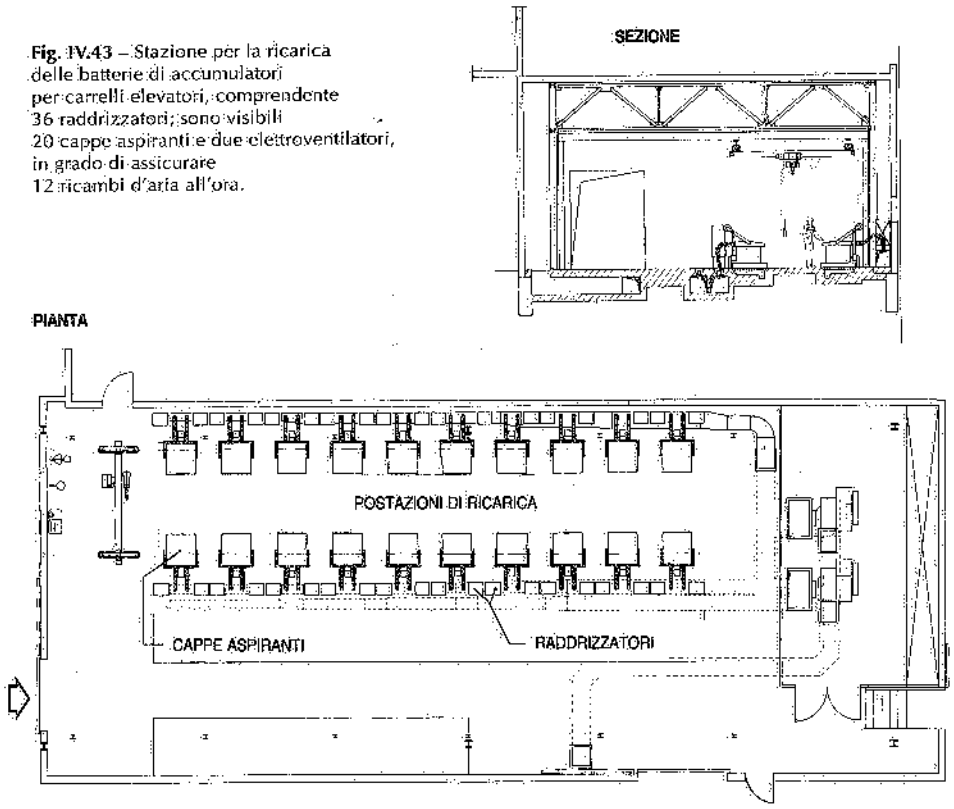


Fig. IV.43 – Stazione per la ricarica delle batterie di accumulatori per carrelli elevatori, comprendente 36 raddrizzatori; sono visibili 20 cappe aspiranti e due elettroventilatori, in grado di assicurare 12 ricambi d'aria all'ora.

rire cibi o bevande; inoltre, gli addetti – quando si trovano ad operare all'interno di tali locali – devono indossare indumenti protettivi, antiacidi e antistatici. I mezzi antincendio e di pronto soccorso devono essere facilmente accessibili.

A seconda dei casi, nel locale adibito alla ricarica di batterie entrano soltanto le batterie od anche i veicoli sui quali le batterie stesse sono montate.

Le modalità di carica e la manutenzione delle batterie risultano determinanti per una durata soddisfacente delle stesse.

Utilizzando piastre al cadmio-nichel, si possono ottenere elettrodi più sottili (0,5÷1 mm) e più porosi (nei pori si depositano le materie attive): pertanto, a parità di volume, risulta maggiore il numero di piastre e quindi il valore dell'energia specifica (Wh/kg), mentre diminuisce la pendenza della curva della tensione in funzione della corrente erogata. Le batterie con piastre di Cd-Ni sono peraltro molto costose, ragione per cui vengono impiegate solo quando sono richieste capacità di energie modeste (quali occorrono, ad esempio, nei carrelli dei sistemi di trasporto AGV).

Ricordiamo, infine, che gli accumulatori al piombo fuori uso sono classificati rifiuti tossici e nocivi e devono essere consegnati al Consorzio obbligatorio per la raccolta e lo smaltimento delle batterie esauste.

2) Gomme per ruote

Un altro componente importante dei carrelli a forche e che comporta una scelta oculata, è costituito dal tipo di gommatura montato sulle ruote.

I tipi di gomme disponibili sul mercato sono i seguenti:
– vulkollan,
– cushion,
– pneumatici,
– superelastiche.

Il vulkollan viene utilizzato sulle ruote dei carrelli transpallet, a timone, a montanti retrattili, con forche a forte sollevamento e commissionatori. Tali gomme sono molto rigide (durezza 90 shore) e proprio per questo sono utilizzate sulle ruote di piccolo diametro (transpallet) e su quelle dei carrelli che devono sollevare carichi a grande altezza (al fine di garantire la stabilità ed assicurare posizionamenti precisi delle forche).

Le gomme cushion hanno all'interno un'anima, sia pure ridotta, capace di assicurare una certa elasticità; caratteristica questa importante per operare su pavimenti non perfettamente regolari; sono tuttavia delle gomme dure per cui – volendo salvaguardare il comfort per il conducente – si deve richiedere un sedile di guida molleggiato e con ammortizzatore idraulico regolabile (14).

Le gomme cushion sono particolarmente impiegate sui carrelli elevatori con forche a sbalzo.

Le gomme superelastiche sono costruite con tre strati di gomma di diversa natura sovrapposti: il primo strato è quello che sopporta le spinte laterali quando il carrello è in curva e trattiene l'anello dentro il cerchio; lo strato centrale, costituito da gomma particolarmente flessibile, assicura l'elasticità, rendendo la gomma superelastica simile ad un pneumatico; lo strato più esterno, definito battistrada, è costruito con una gomma antiabrasione per resistere all'usura, all'interno della quale sono inseriti fili di acciaio di rinforzo. Queste gomme hanno le stesse dimensioni dei pneumatici; non hanno però camera d'aria in pressione al loro interno, bensì sostanze spugnose a base di gomma, che le rendono elastiche, ma non perforabili: pertanto, se forate, non si afflosciano né scoppiano. Sono prevalentemente utilizzate sui carrelli con forche a sbalzo.

I pneumatici sono destinati ai carrelli a forche frontali o laterali di portata elevata e raggiungono pressioni notevoli (9-10 bar); hanno pareti spesse e dimensioni ridotte; la pressione specifica sul pavimento è elevata, mentre il coefficiente di attrito al rotolamento è contenuto; assicurano una buona stabilità anche in curva. Oltre che essere soggetti alle forature, i pneumatici hanno una durata certamente minore delle gomme cushion e superelastiche, per non citare le più resistenti vulkollan.

Infine, dal punto di vista della pavimentazione, la scelta delle gomme dovrebbe essere fatta tenendo presente i seguenti suggerimenti:
– gomme vulkollan o cushion in quegli ambienti interni le cui pavimentazioni sono perfettamente piane;

(14) Tale esigenza non è sentita nei carrelli a grande altezza di sollevamento, che pure montano gomme più dure (vulkollan), sia perché essi sono sempre dotati di posti di guida assai confortevoli, sia perché operano soltanto su pavimenti molto regolari.

– gomme pneumatiche o superelastiche quando si deve operare anche all'esterno, dove si possono avere superfici in terra battuta, asfaltate o comunque irregolari.

IV.5. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: CGT – Jungheinrich – Linde – Ormic – Still – Wagner.

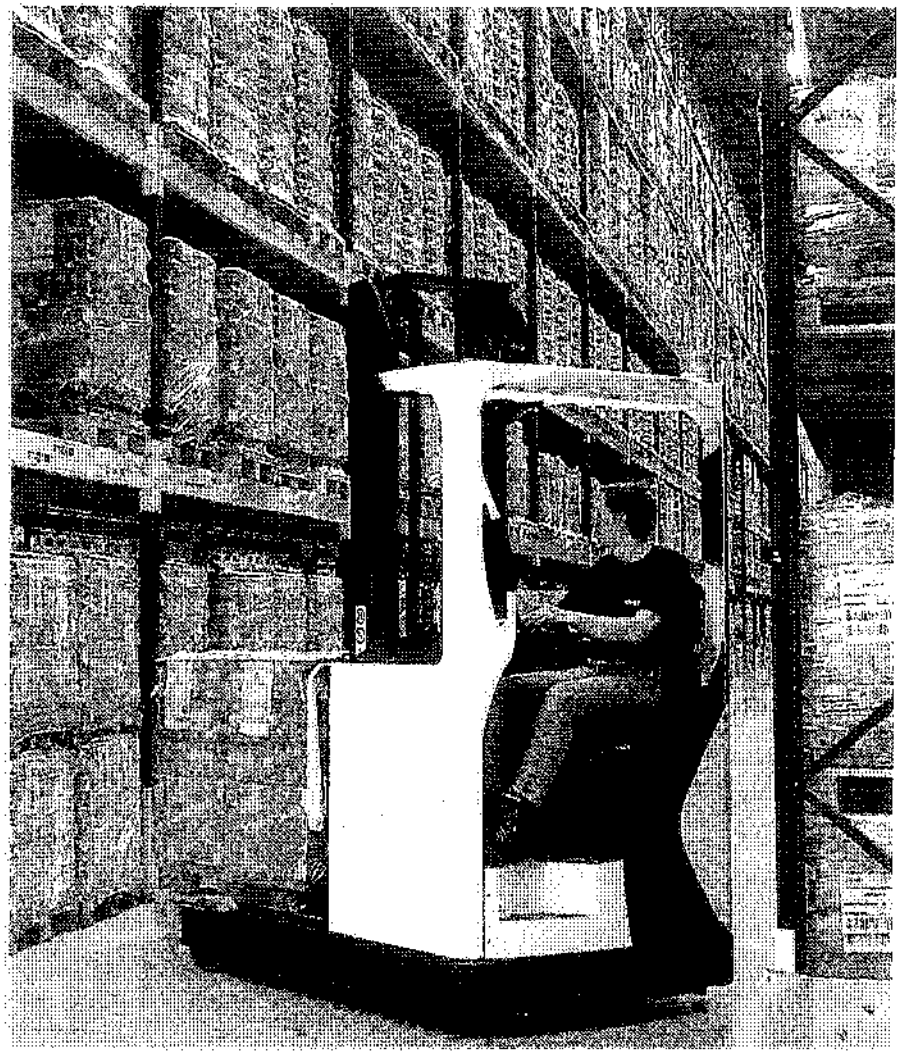


Fig. IV.44 – Carrello elevatore con montanti retrattili in azione dentro un magazzino.

V. – I trasloelevatori

(vd. capitolo 30)

V.1. CARATTERISTICHE E PRESTAZIONI

I trasloelevatori (detti anche, più semplicemente, traslatori) rappresentano l'unico mezzo di trasporto atto a consentire la realizzazione di magazzini intensivi, aventi cioè altezze sotto filo catena superiori a 12 m (fig. V.1).

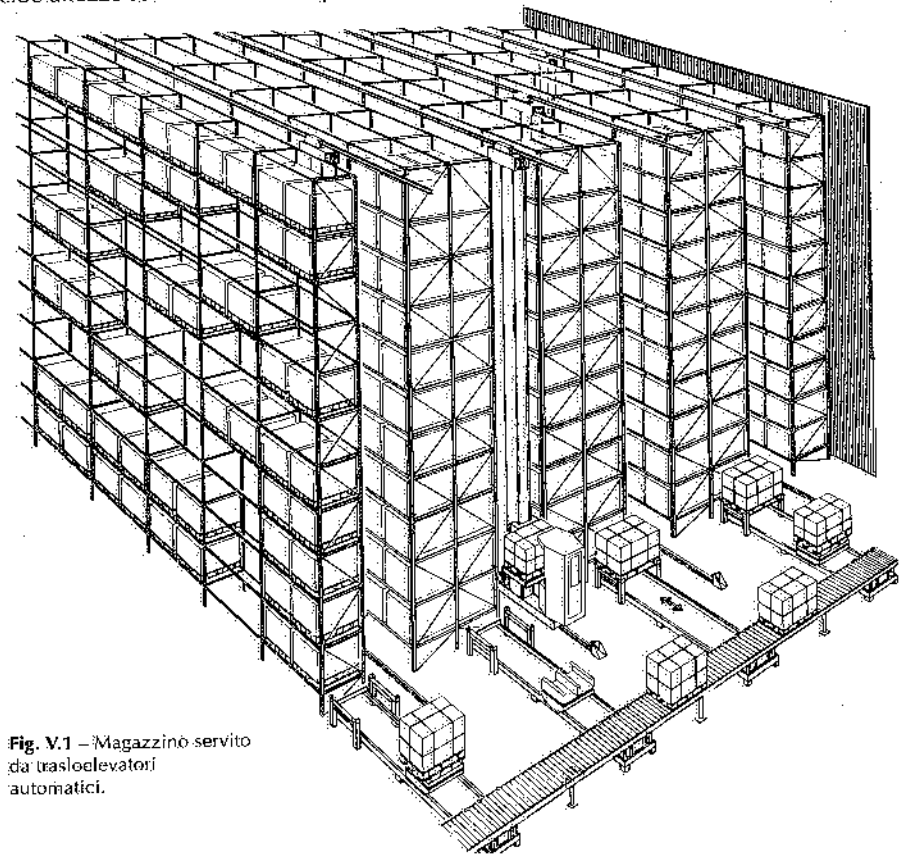


Fig. V.1 – Magazzino servito da trasloelevatori automatici.

Un trasloelevatore (fig. V.2) è essenzialmente costituito da un telaio scorrevole lungo una colonna verticale (1), di solito costruita in lamiera d'acciaio elettrosaldata, che – a sua volta – può traslare lungo il corridoio delimitato lateralmente da due scaffalature: infatti, la colonna è fissata ad una trave inferiore sopportata da due ruote portanti, una motrice e una condotta, costruite in acciaio speciale con superficie di

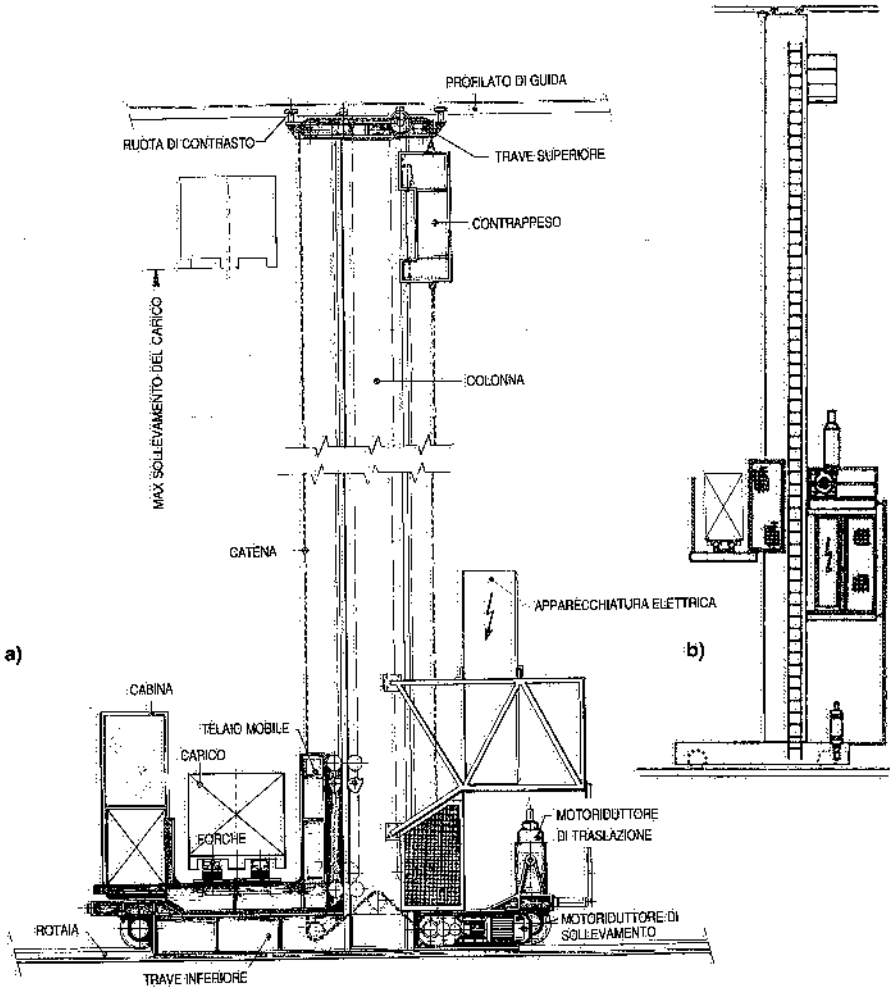


Fig. V.2 – Trasloelevatore monocolonna dotato di forche telescopiche: a) con cabina per l'operatore e contrappeso; b) senza cabina, con scala alla marinara.

(1) I trasloelevatori di portata superiore a 2000 kg, anziché monocolonna, hanno sovente due colonne verticali (fra loro collegate inferiormente e superiormente), lungo le quali scorre il telaio mobile (fig. V.3).

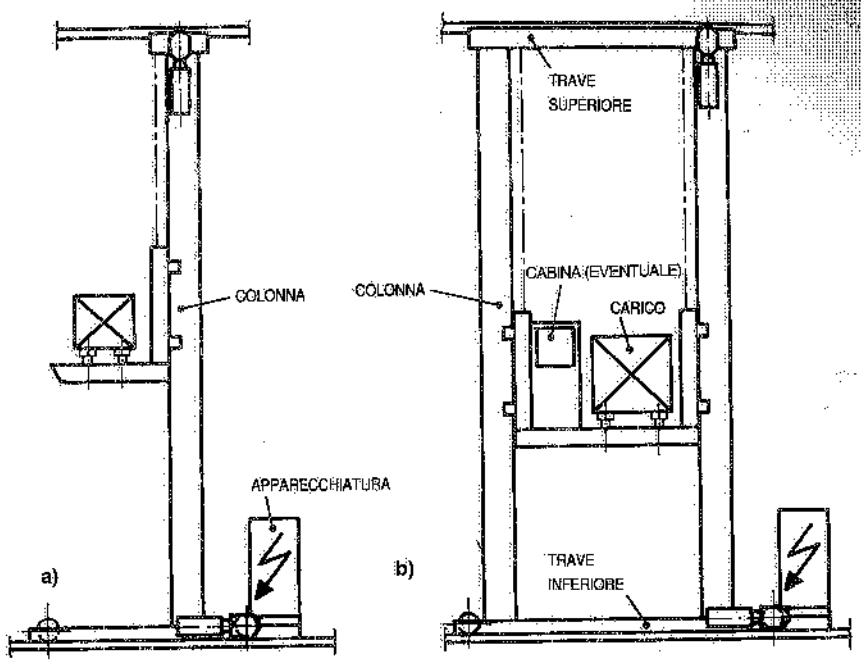


Fig. V.3 – Trasloelevatori mono- e bicolonna.

rotolamento trattata termicamente oppure rivestita con materiale sintetico (per ridurre la rumorosità); tali ruote scorrono sopra una rotaia Vignole, Burback o IPE, ancorata a pavimento.

La rotaia di scorrimento dei trasloelevatori appoggia su piastre intervallate di 600-1000 mm l'una dall'altra (tale distanza dipende dal carico massimo trasmesso dalle ruote del traslatore e dal momento d'inerzia della rotaia); rotaia e piastre sono ancorate alla platea di fondazione mediante bulloni ad espansione (fig. V.4a) o perni filettati bloccati mediante adesivo chimico; in alternativa, sono fissate – con bulloni regolabili – a contropiastre ancorate nella platea di fondazione mediante bulloni o perni (fig. V.4b) oppure ad elementi di acciaio (profilati, halfen, lamiere) a loro volta inseriti nel pavimento. Per ottenere una perfetta orizzontalità del piano di scorrimento della rotaia, nel primo caso si inseriscono spessori in lamiera d'acciaio sotto le piastre di sostegno della rotaia stessa, mentre nel secondo caso si agisce sui dadi di regolazione.

Sulla trave di base del trasloelevatore sono pure installate ruote di contrasto laterale, che agiscono sui fianchi del fungo della rotaia di scorrimento. In alternativa alle ruote di contrasto, si prevedono ruote portanti dotate di bordini (come nel caso delle gru a ponte).

Superiormente alla colonna verticale (od alle due colonne), apposite ruote (rivestite in materiale sintetico e regolabili) mantengono la verticalità del traslatore scorrendo lungo un profilato d'acciaio fissato alla struttura portante della copertura del magazzino od alla controventatura degli scaffali.

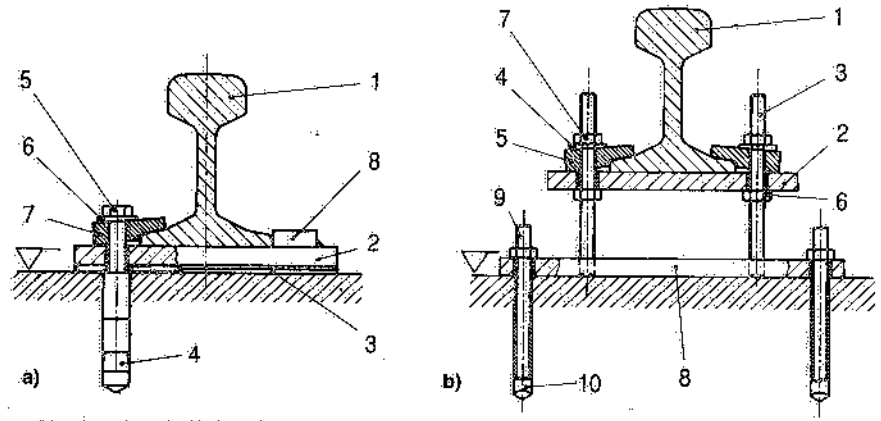


Fig. V.4 – Modalità di staffaggio della via di corsa dei traslatori alla platea di fondazione: a) soluzione semplice, ma con limitate possibilità di livellamento; b) soluzione che consente maggiori livellamenti in altezza.

Il telaio mobile di cui si è detto scorre lungo la colonna o le colonne, dentro guide analoghe a quelle degli ascensori, grazie a catene o funi portanti collegate ad una estremità con tale telaio ed all'altra estremità con l'apparato motore: il rinvio è previsto sopra la trave superiore del traslatore ed è costituito da pignoni nel caso delle catene o da carrucole nel caso delle funi. Per ridurre lo sforzo di sollevamento, nei sistemi a catene si ricorre all'impiego di contrappesi realizzati con elementi di acciaio elettrosaldati scorrevoli lungo la colonna o all'interno della stessa; la massa del contrappeso è tale da bilanciare il peso totale del telaio mobile più metà del peso dell'unità di carico movimentata con il traslatore: in tal modo, il motore di sollevamento risulta impegnato in egual misura, sia quando il trasloelevatore trasporta il carico, sia quando si muove a vuoto.

La traslazione della macchina è affidata ad un motoriduttore, sovente con motore a corrente continua e freno elettromagnetico, installato sulla trave di base, con controllo della velocità realizzato mediante dinamo tachimetrica.

Il sollevamento del telaio mobile è assicurato da un gruppo motoriduttore, alimentato in corrente alternata (a doppia polarità) o continua, installato sulla trave di base. Il suddetto telaio comprende:

- forche in acciaio ad alta resistenza, sfilabili, ovverosia telescopiche, sovente azionate da un sistema pignone-cremagliera e da un motoriduttore in corrente continua od alternata a doppia polarità; tali forche servono a movimentare le unità di carico all'interno del magazzino (fig. V.5);
- cabina per il manovratore: questi, nei traslatori a guida manuale, è sempre a bordo, mentre quando il funzionamento è automatico, la cabina, ove prevista, è utilizzata solo nei casi di emergenza che richiedano il comando manuale (black-out del sistema gestionale, necessità di interventi manutentivi o su unità di carico fuori posto, ecc.);
- elementi di guida nel moto lungo la colonna o le colonne.

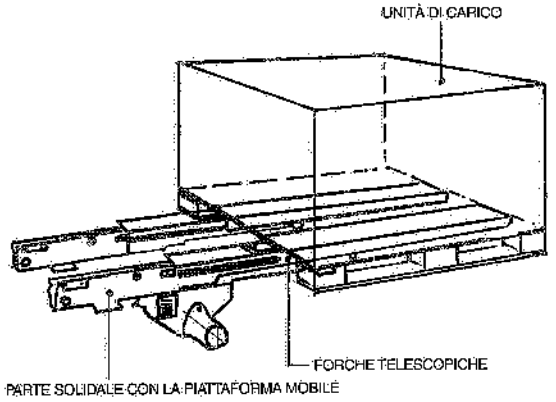


Fig. V.5 – Particolare delle forche montate sul telaio mobile dei trasloelevatori.

La struttura mobile, sovente denominata *piattaforma*, può in sostanza compiere, contemporaneamente, due movimenti: uno orizzontale ed uno verticale, ai quali consegue un moto composto lungo un tragitto inclinato rispetto ai due movimenti di base. Ciò permette di raggiungere qualunque posizione rispetto alle scaffalature – entro le quali il trasloelevatore si muove – con un percorso di lunghezza minima; in quella posizione, il traslatore provvede a depositare od a prelevare l'unità di carico od il materiale, per il cui scopo ha intrapreso la missione.

Tutti i movimenti dei trasloelevatori possono essere gestiti da un sistema automatico centralizzato oppure affidati ad operatori a bordo macchina, ai quali vengono in qualche modo trasmesse indicazioni sulle operazioni da eseguire.

Nel primo caso, raggiunta la destinazione, la piastra porta-forche viene automaticamente a trovarsi di fronte al piano dello scaffale dal quale deve essere prelevata o nel quale deve essere depositata l'unità di carico prestabilita.

Nel caso di traslatori comandati – mediante manipolatori e tasti (2) – dal manovratore in cabina, può essere, a seconda delle esigenze, o la piastra porta-forche oppure l'operatore che si viene a fermare di fronte al vano in cui si trova il materiale da prelevare (o da scaricare): è, quest'ultimo, il caso dei trasloelevatori utilizzati per effettuare prelievi parziali dalle unità di carico (*picking*) o rabbocchi delle stesse, senza spostarle dalla posizione in cui si trovano nel magazzino (3).

Si realizzano anche trasloelevatori dotati di:

- forche con bracci ad interasse variabile;
- forche a grande elongazione (ad esempio, per movimentare due o più unità di carico disposte nella direzione della profondità, come evidenziato in fig. V.6);
- due coppie di forche affiancate e tra loro indipendenti (fig. V.7).

In tutti i casi, ma a maggior ragione quando le forche hanno lunghezze rilevanti,

(2) È anche possibile svolgere missioni in semiautomatico, cioè con indirizzamento manuale da un pulpito centralizzato od a bordo macchina.

(3) La portata dei traslatori con uomo a bordo non supera normalmente i 500-1000 kg_f.

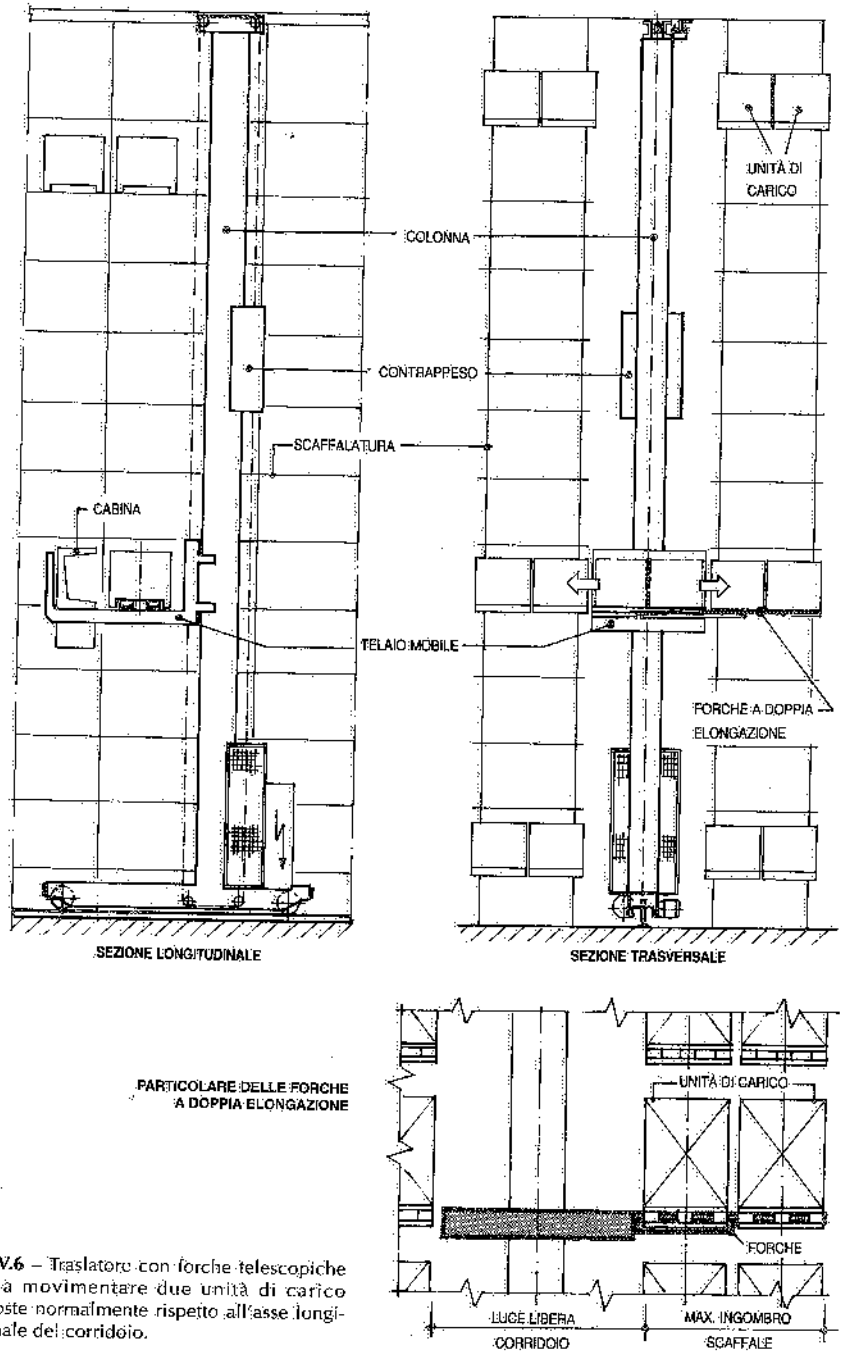


Fig. V.6 – Traslatore con forche telescopiche atte a movimentare due unità di carico disposte normalmente rispetto all'asse longitudinale del corridoio.

occorre considerare la freccia indotta dai carichi: infatti, quando questa supera i 10-20 mm, possono sorgere problemi per l'inserimento dei carichi nei vani degli scaffali, tali da richiedere luci maggiori tra i correnti (come meglio si dirà nel capitolo VI), nonostante il preciso posizionamento del trasloelevatore.

Nei trasloelevatori automatici l'indirizzamento è ottenuto con dispositivi particolarmente precisi lungo gli assi x e y. Citiamo quelli più noti:

– *posizionamento lungo l'asse x:* un encoder (4) di tipo assoluto od incrementale, installato sulla trave di base, funziona praticamente come un contagiri ed invia impulsi elettrici ad un'apparecchiatura di controllo dei cicli operativi dei traslatori;

– *posizionamento lungo l'asse y:* un encoder di tipo assoluto od incrementale, installato sul telaio mobile del traslatore, rileva – grazie a dispositivi meccanici – il movimento relativo di tale struttura rispetto alla colonna.

Un'altra modalità di indirizzamento dei traslatori prevede il rilevamento della loro posizione, prescindendo dalla geometria dello scaffale; ciò si può ottenere mediante un *sistema telemetrico* di tipo *ottico* per la lettura della posizione lungo l'asse x.

Il sistema telemetrico misura con precisione millimetrica la distanza fra un punto fisso a terra (previsto in corrispondenza di una estremità della corsia) e un catarifrangente montato sul traslatore (fig. V.8a). Quest'ultimo riflette il raggio di luce infrarossa proveniente dal trasloelevatore: in base al tempo impiegato dal raggio riflesso a ritornare sul sistema di bordo (5), viene determinata in tempo reale la posizione del traslatore. Alle posizioni corrispondenti ai punti

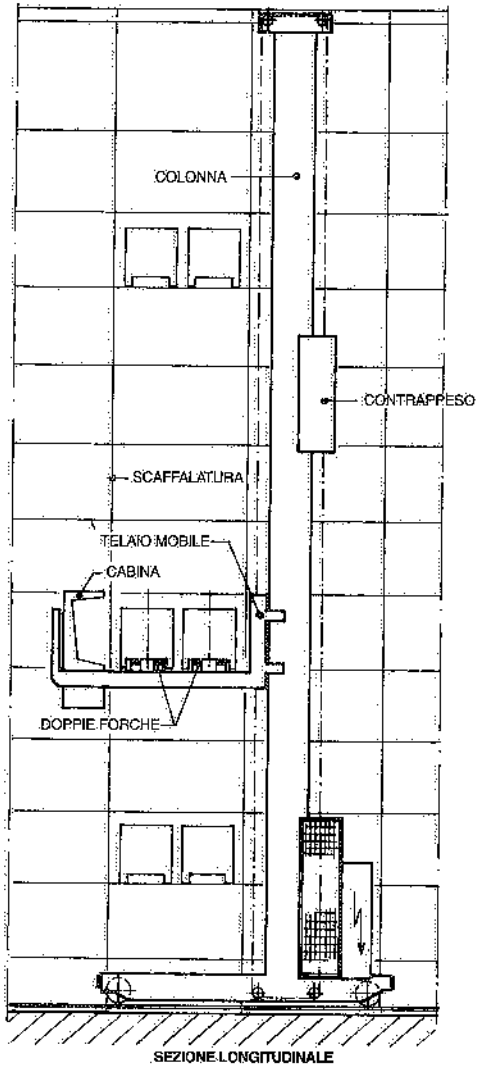


Fig. V.7 – Trasloelevatore dotato di due coppie di forche indipendenti.

(4) Gli encoder sono dei trasduttori di posizione.

(5) Tale tempo è direttamente proporzionale alla distanza.

di lavoro (inserimento delle forche) viene assegnato il codice software di "posizione operativa".

Il sistema telemetrico può anche essere adottato per la lettura della posizione lungo l'asse y, in alternativa all'impiego dell'encoder di tipo assoluto o incrementale: in tale caso, il gruppo ottico ed il misuratore di distanza elettronico sono installati alla base del traslatore, mentre il prisma per la riflessione del raggio luminoso si trova sulla piattaforma mobile (fig. V.8b).

Il posizionamento dei trasloelevatori lungo gli assi x e y può ottenersi anche mediante *codificazione* in valore assoluto delle due coordinate: il trasloelevatore riconosce lungo il percorso opportuni codici binari disposti in successione, in base ai quali si posiziona in corrispondenza degli assi del predestinato vano di scaffale; tali codici sono costituiti da dispositivi magnetici (6), catarifrangenti o lamelle metalliche, installati su un apposito profilato metallico, denominato correntemente barra portacodici.

Oltre ai movimenti longitudinali del trasloelevatore (lungo l'asse x) e verti-

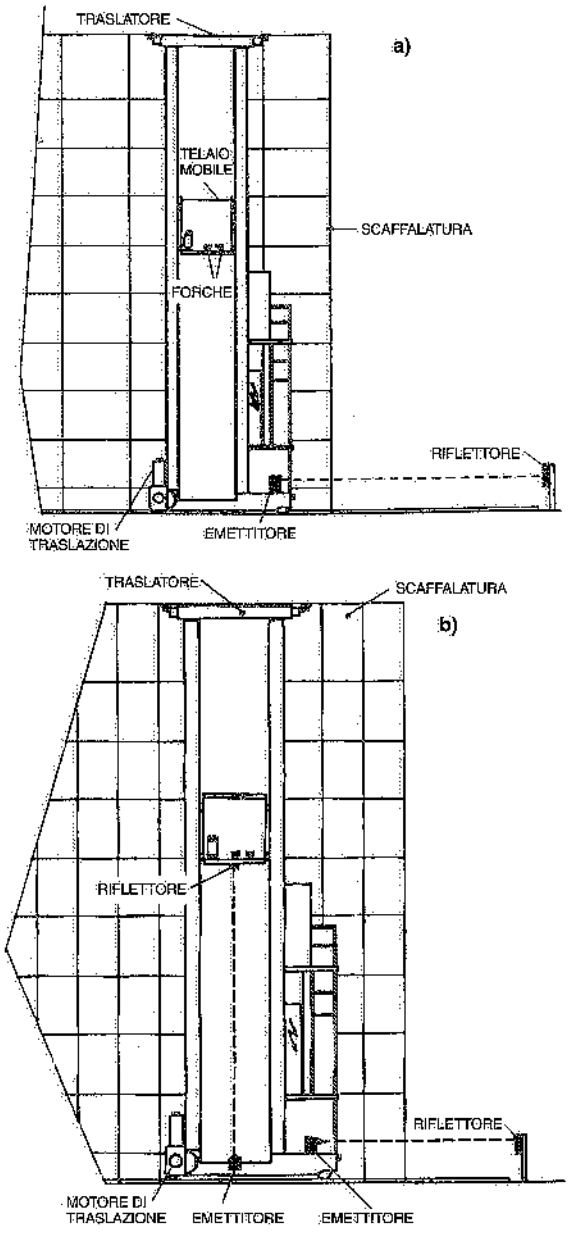


Fig. V.8 – Principio di funzionamento di un sistema telemetrico di indirizzamento dei trasloelevatori: a) lungo l'asse x; b) lungo gli assi x e y.

(6) Si tratta di sensori di prossimità che generano un campo magnetico, attenuato al passaggio del traslatore.

cale del telaio mobile (lungo l'asse y), è ancora da tenere presente il movimento trasversale delle forche telescopiche (lungo l'asse z) per introdurre il carico trasportato nello scaffale o per prelevarlo (fig. V.5). Mentre i movimenti lungo gli assi x e y possono avere luogo contemporaneamente, quello sull'asse z ha luogo solo a macchina ferma e correttamente posizionata rispetto al vano dello scaffale od al punto di scarico/prelievo delle unità di carico in corrispondenza delle testate degli scaffali. Ove risulti necessario un posizionamento molto preciso del traslatore rispetto al vano di accesso (ad esempio, per sopperire ad imperfezioni costruttive degli scaffali), si prevedono apposite fotocellule od altri sensori.

La posizione delle forche, durante la loro corsa, può essere rilevata mediante encoder o sensori di prossimità disposti in posizioni significative.

L'alimentazione elettrica all'apparecchiatura di bordo è di solito affidata ad una blindosbarra, tramite la quale sono anche effettuati i controlli di inserito e di emergenza della macchina. In alcuni casi, anziché ai blindo, si ricorre ancora ai cavi multipolari a festoni, sorretti da carrelli.

La trasmissione dei dati ha luogo tramite blindosbarre, cavi a festone, dispositivi magnetici od ottici, raggi infrarossi oppure mediante onde convogliate o stazioni di accoppiamento predisposte presso una testata della corsia di traslazione.

La fig. V.9 riporta la configurazione di un sistema per l'interscambio ottico dei dati tra trasloelevatore e impianto a terra: quest'ultimo è dotato di due fotocellule (emettitore + ricevitore), mentre altre due fotocellule (ricevente ed emittente) sono installate sul traslatore. Le trasmissioni e le ricezioni dei dati possono avvenire in qualsiasi punto della corsia, fino a 200 m di distanza, anche con traslatore in movimento.

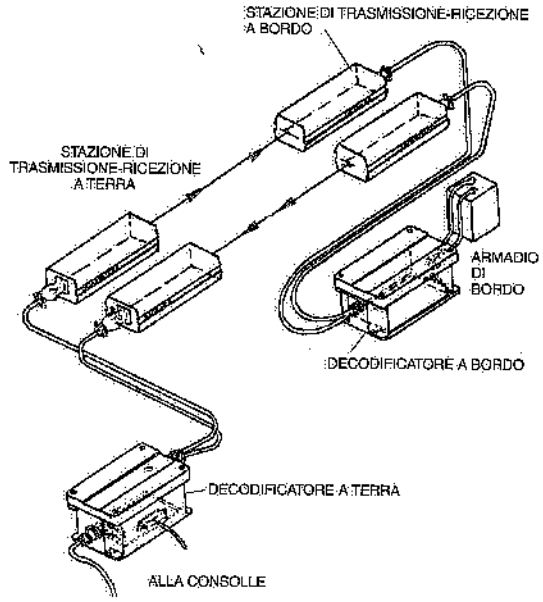


Fig. V.9 – Trasmissione dei dati tra traslatore e impianto a terra mediante fotocellule.

Blindosbarre e rotaie porta-codici sono normalmente installate a pavimento, lungo uno dei due fronti degli scaffali, sopra appositi supporti distanti l'uno dall'altro non più di 2000 mm; in alternativa, possono essere fissati al tratto inferiore dei montanti degli scaffali.

L'alimentazione elettrica della struttura mobile e la trasmissione dei comandi sono affidate ad un cavo guidato da un carrellino che scorre su una guida fissata alla colonna del traslatore ed avvolto su un rullo tendicavo oppure tramite un cavo sopportato da apposite catene.

Gli impianti elettrici dei trasloelevatori devono essere realizzati in conformità alla vigente normativa ed in particolare alle norme C.E.I. ed antincendio. Il grado di protezione prescritto dipende dal materiale immagazzinato e dal contesto dell'applicazione: sovente, si prescrive IP44. I motori dovrebbero essere dimensionati con un margine del 25% sulla potenza calcolata.

Analogamente a quanto si fa per i vari tipi di trasportatori, le parti metalliche dei traslatori (rotaie escluse) sono verniciate con ciclo del tipo:
- preparazione delle superfici (con sabbiatura o spazzolatura);
- prima mano di antiruggine;
- seconda mano di vernice;
- terza mano, a finire, del colore prescelto (normalmente giallo od arancio).

Riassumendo, i principali componenti dei trasloelevatori sono:
- il montante o i due montanti, costituenti la struttura portante, unitamente alle travi di base (con le ruote di scorrimento) e superiore (con le ruote di contrasto);
- il telaio mobile comprendente il dispositivo per il prelievo ed il deposito dei carichi (sovente si tratta di una piastra porta-forche di tipo telescopico);
- la cabina per il manovratore o per le operazioni in condizioni di emergenza (nel caso dei traslatori automatici che ne sono dotati);
- il sistema di automazione e di coordinamento dei cicli operativi;
- la linea elettrica di alimentazione, normalmente costituita da blindosbarra.

La tabella V.I riporta, a titolo indicativo, le principali prestazioni dei trasloelevatori. Il loro impiego presenta, in sintesi, i seguenti vantaggi:
- possibilità di sviluppare il magazzino ad altezze maggiori di quelle raggiungibili impiegando altri mezzi di movimentazione, con conseguenti minori occupazioni di aree;
- rapidità di movimentazione dei materiali immagazzinati;

Tabella V.I – Principali caratteristiche dei trasloelevatori di normale produzione.

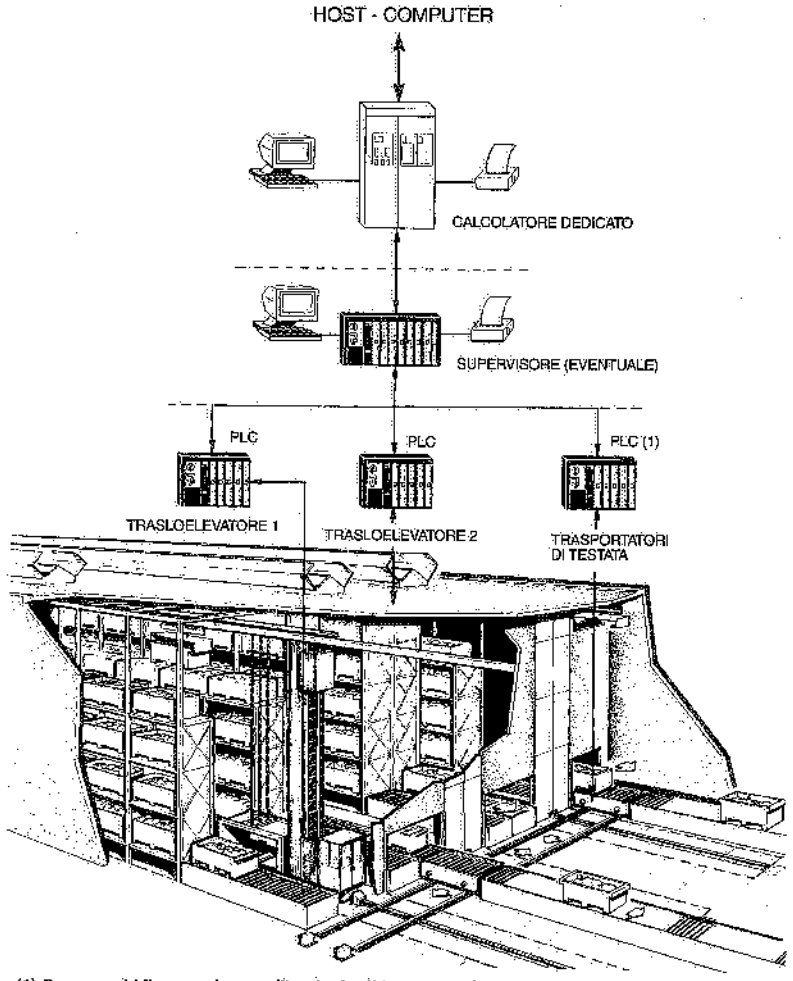
Parametri		Monocolonna		Bicolonna
portata	kg_f	10 ÷ 500 (1)	500 ÷ 2000	2000 ÷ 5000
altezza massima	m	20	50	50
larghezza corridoio (2)	mm	800-1200	1000-1800	1600-2000
velocità massime:				
- asse x	m/s	2,6 - 4	2,6	2,5
- asse y	m/s	0,7 - 2	0,7	0,5
- asse z (3)	m/s	0,6 - 1	0,6	0,4
accelerazioni/ decelerazioni	m/s^2	0,5 (4)	0,5	0,4

(1) Eventualmente in versione atta al commissionamento.
(2) Se il carico trasportato ha ingombri trasversali maggiori, considerare un franco laterale di 100 mm per parte rispetto alla dimensione massima del carico stesso.
(3) Elongazione forche.
(4) Per portate ⩽ 200 kg_f si può raggiungere 1 m/s^2.

– facilità di attuazione dei criteri FIFO e LIFO (7) e di automatizzazione della gestione del magazzino.

V.2. SISTEMA DI GESTIONE E CONTROLLO

Il sistema di gestione e controllo della movimentazione dei trasloelevatori automatici comprende (fig. V.10):



(1) Ove manchi il supervisore o l'impianto di trasporto sia complesso

Fig. V.10 – Esempio di architettura gestionale di un magazzino dotato di trasloelevatori automatici.

(7) FIFO e LIFO sono due acronimi che significano rispettivamente "first in – first out" (primo entrato – primo uscito) e "last in – first out" (ultimo entrato – primo uscito); si riferiscono ovviamente a due diverse modalità di transito della merce nel magazzino.

– un elaboratore dedicato;
– un'eventuale apparecchiatura centralizzata di supervisione (ad esempio, un PLC) che presiede anche al controllo di altre parti automatizzate del magazzino, quali trasportatori di ingresso od uscita dei materiali, by-pass, picking, ecc.;
– un PLC per ogni traslatore, ubicato di solito in corrispondenza di una testata del magazzino e sotteso al supervisore e/o al calcolatore dedicato di cui sopra;
– un PLC a bordo macchina che riceve le istruzioni relative alle operazioni che il trasloelevatore deve effettuare.

Sovente il calcolatore di gestione è collegato ad un host di livello superiore, come potrebbe essere quello che presiede all'intero processo produttivo dell'azienda.

La suddetta automazione consente tutte o parte delle seguenti attività:
– ottimizzazione delle missioni dei trasloelevatori;
– ricerca automatica della postazione da raggiungere nel magazzino;
– riconoscimento del materiale mediante lettura di codici a barre o codici magnetici applicati alle unità di carico;
– posizionamento orizzontale e verticale;
– deposito e prelievo dei carichi;
– visualizzazione ed eventuale stampa della mappa del magazzino, con posizioni e giacenze delle singole voci stoccate, operazioni eseguite, data della messa a magazzino, ecc.: è così possibile soddisfare automaticamente criteri di ottimizzazione, FIFO e LIFO;
– utilizzo ottimale degli scaffali, sia destinando il materiale in arrivo al posto più conveniente (come cammino da compiere e/o frequenza di movimentazione), sia svincolando l'immagazzinamento dal concetto informatore del passato che vedeva preferenzialmente "ogni articolo sempre stoccato nello stesso posto";
– stampa di bolle di accompagnamento, fatture, ordini ai fornitori e così via;
– sicurezze, di cui si dirà nel successivo paragrafo V.6;
– diagnostica dell'impianto, visualizzando e/o stampando le anomalie verificatesi;
– visualizzazione, su video terminale, dello stato dell'impianto e della posizione delle unità di carico in fase di trasporto.

Per il corretto funzionamento dei trasloelevatori è indispensabile che gli scaffali ed il pavimento siano caratterizzati da una elevata precisione costruttiva, in modo da rispettare i limiti di tolleranza indicati dalla norma FEM 9831 (vd. capitolo VI).

V.3. ALIMENTAZIONE E SCARICO DEI TRASLATORI

Le unità di carico in arrivo al magazzino, e quindi in attesa di essere prelevate dal o dai trasloelevatori, sostano normalmente sopra trasportatori motorizzati a rulli od a catene o ancora su piattaforme fisse servite da carrelli trasferitori motorizzati (fig. V.11); da tali elementi motorizzati sono poi prelevate dalle forche dei traslatori. Appare logico far coincidere il filo superiore dei suddetti trasportatori e piattaforme con un ripiano dello scaffale: sovente tale ripiano è quello inferiore, la cui altezza rispetto al piano pavimento del magazzino è normalmente compresa fra 500 e 900 mm; quando, però, le unità di carico pervengono al magazzino ad altezze maggiori, si ricerca la coincidenza con uno dei ripiani superiori dello scaffale.

A loro volta, le unità di carico prelevate dai traslatori sono deposte sopra trasportatori motorizzati a rulli od a catene oppure su stazioni fisse da cui sono prelevate da carrelli motorizzati ed alimentate ad altri trasportatori (fig. V.11): le unità di carico possono pertanto essere accumulate e poi smistate alle successive destinazioni. Anche questi trasportatori dovrebbero trovarsi ad un'altezza coincidente con il primo ripiano degli scaffali oppure con un ripiano superiore. Nulla osta che siano eventualmente previsti allo stesso piano dei trasportatori di alimentazione.

Inoltre, di volta in volta si deve verificare la convenienza di avere l'alimentazione ed il prelievo delle unità di carico sullo stesso fronte delle scaffalature oppure su fronti opposti (figg. V.12 e V.13).

Le unità di carico destinate all'immagazzinamento devono essere dotate di un documento di identificazione (ad esempio, una etichetta od un codice a barre); la lettura delle informazioni relative (codice od articolo, quantità o peso, ecc.) è affidata o ad un operatore, che digita i dati e li trasmette al sistema gestionale, o ad un lettore collegato ad un elaboratore, che provvede alla identificazione ed alla trasmissione dei dati in automatico.

Oltre alla identificazione, viene sempre effettuato il "controllo sagoma", al fine di verificare che le dimensioni "fuori tutto" dell'unità di carico (e le eventuali deformazioni delle palette, allorquando l'unità di carico prevede il loro impiego) rispettino determinati valori massimi prestabiliti: infatti, solo se sono soddisfatte tali tolleranze, le unità di carico potranno essere introdotte nei vani predisposti a magazzino. La fig. V.14 riporta lo schema di un dispositivo automatico di controllo sagoma.

Sovente si prevede anche il controllo del peso delle unità di carico in arrivo al magazzino.

In caso di anomalie (etichetta illeggibile, dimensioni o pesi inaccettabili), l'unità di carico viene smistata su un by-pass (fig. V.15): qui si effettuano le operazioni necessarie per renderla adatta all'immissione nel magazzino oppure se ne constata l'inadeguatezza e quindi la si allontana.

V.4. VALUTAZIONE DEI TEMPI OPERATIVI DEI TRASLATORI

Il dimensionamento dei magazzini intensivi che prevedono l'impiego di trasloelevatori a comando automatico e la movimentazione dei materiali sotto forma di unità di carico, è facilitato da alcune regole precisate nella norma F.E.M. (Fédération Européenne de la Manutention) n. 9851. Tali regole consentono di calcolare il tempo che un traslatore impiega mediamente per depositare negli scaffali e per portare fuori dagli stessi una unità di carico (8). È ovvio che il tempo suddetto dipende dai seguenti parametri: configurazione degli scaffali serviti dal traslatore (altezza e lunghezza); prestazioni che quest'ultimo è in grado di fornire (velocità, accelerazioni, tempi di centraggio e di inserimento e sfilamento delle forche); posizioni di partenza e di arrivo del trasloelevatore, successione delle operazioni da eseguire. Le regole FEM consentono di valutare il tempo medio necessario per compiere uno dei seguenti cicli di lavoro che possono essere richiesti ad un traslatore (ci si limita a citare i casi che più frequentemente si presentano in pratica, rimandando alla norma FEM n. 9851 per tutti gli altri cicli possibili).

(8) Oltre che per predeterminare la capacità di movimentazione dei trasloelevatori, le norme FEM sono anche utilizzate per la verifica di collaudo di tali mezzi di trasporto, come, del resto, la norma europea EN 528 citata in seguito (vd. § V.6).

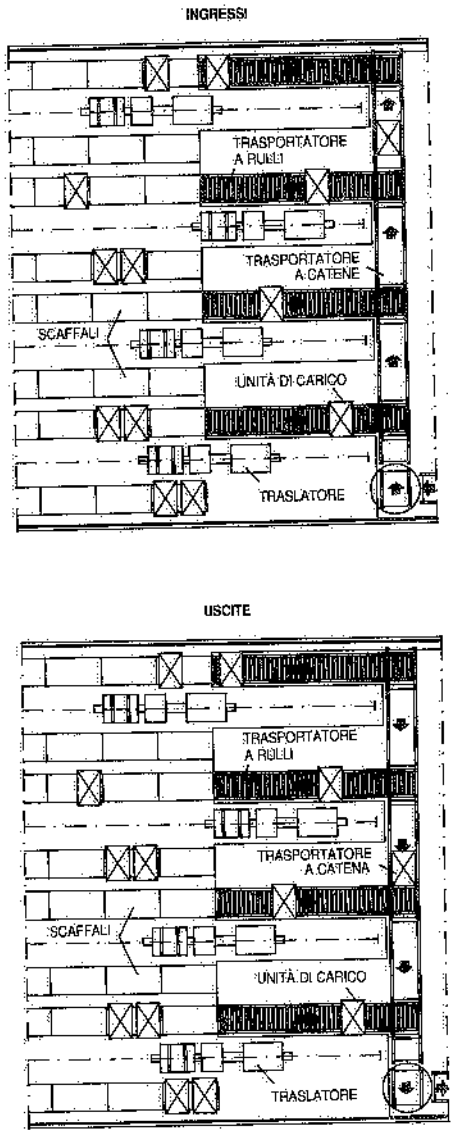
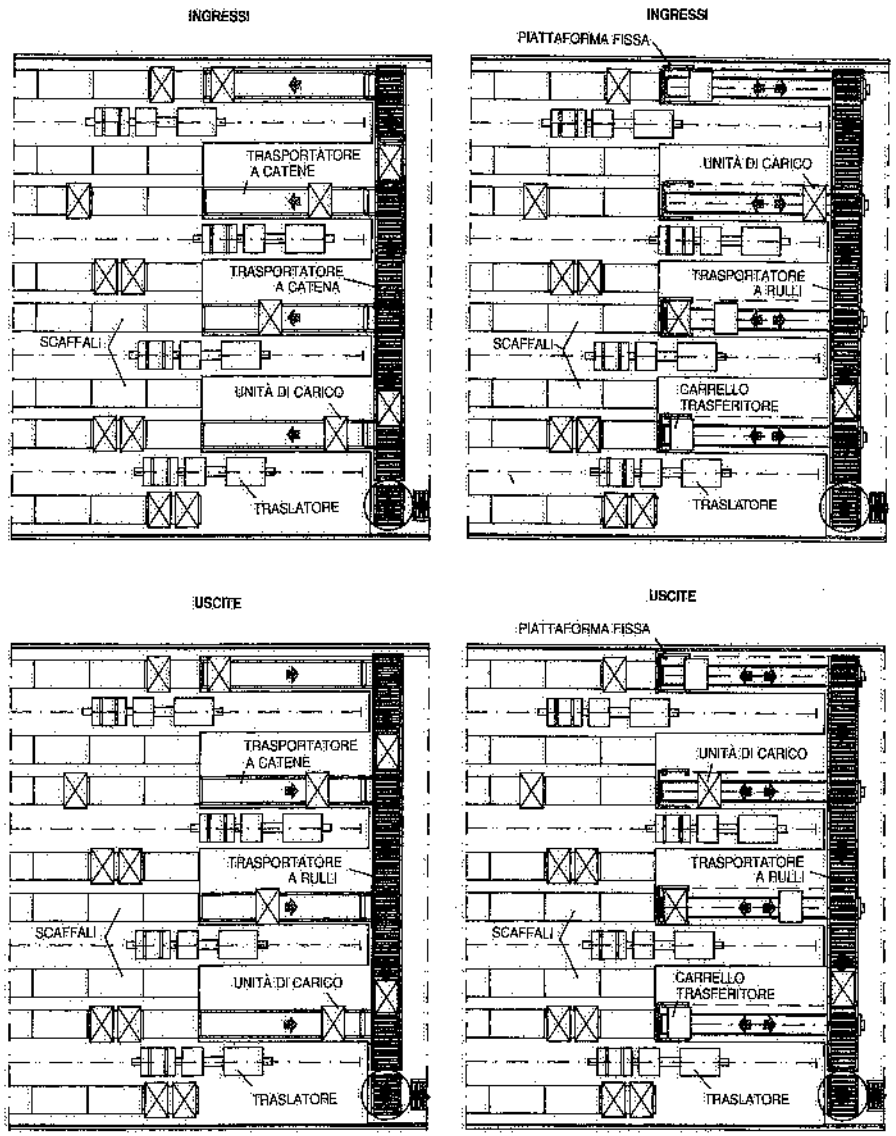


Fig. V.11 – Modalità di alimentazione e di allontanamento delle unità di carico in corrispondenza delle testate di scaffalature servite da trasloelevatori:
a) mediante trasportatori a rulli;
b) mediante trasportatori a catene;
c) mediante carrelli trasferitori motorizzati e piattaforme fisse.



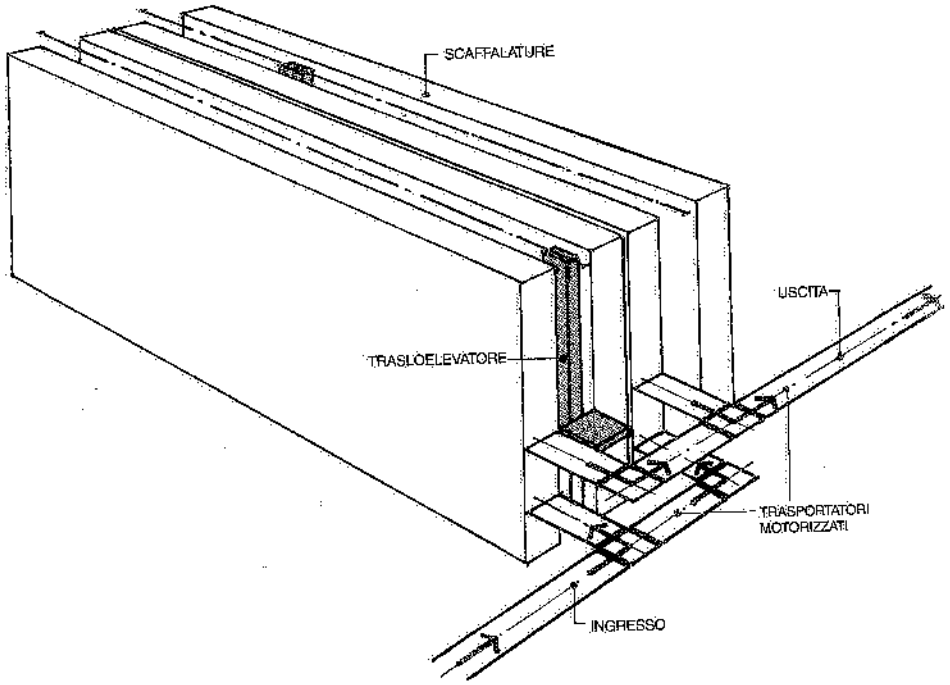


Fig. V.12 – Ingresso e uscita delle unità di carico in corrispondenza di un'unica testata delle scaffalature.

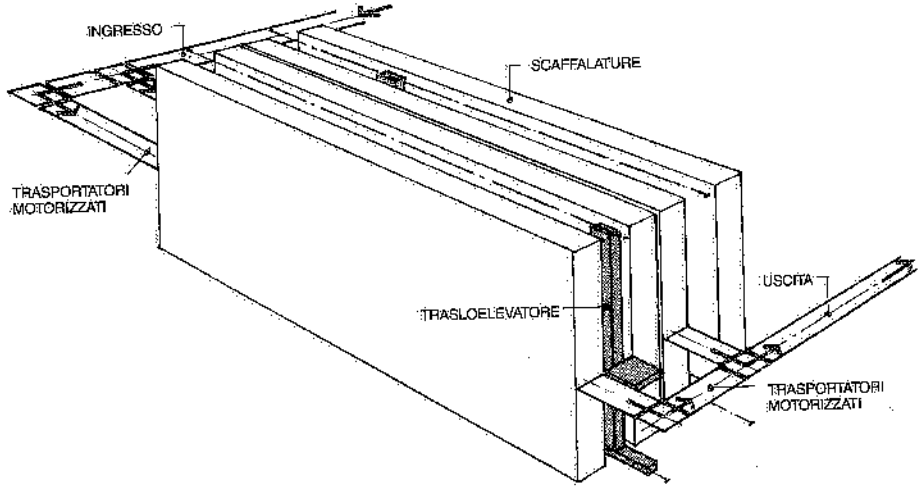


Fig. V.13 – Le unità di carico entrano da una testata delle scaffalature ed escono dalla testata opposta.

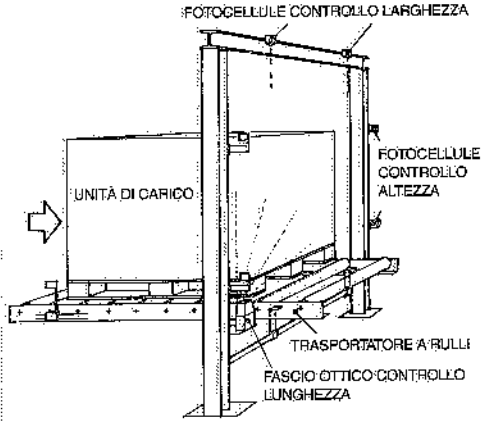


Fig. V.14 – Stazione di controllo dimensionale.

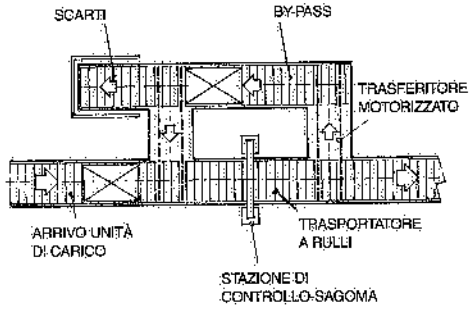


Fig. V.15 – Postazione di controllo-sagoma con linea di by-pass su cui dirottare le unità di carico fuori misura.

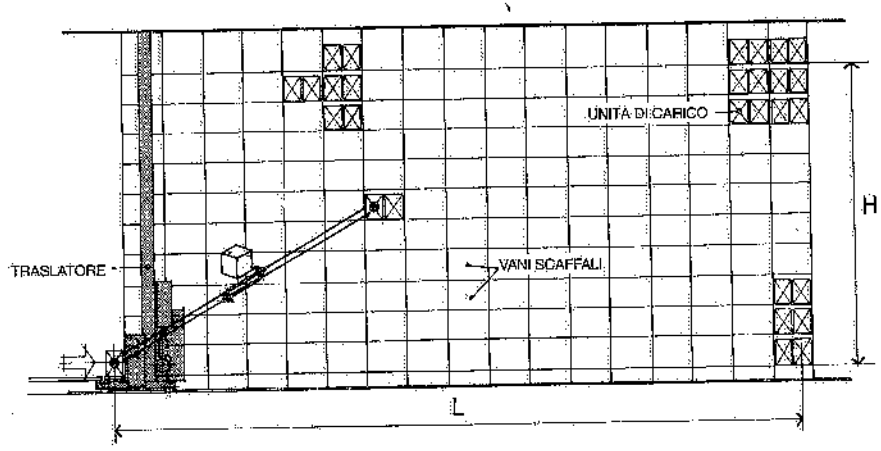


Fig. V.16 – Schema di ciclo singolo per l'immissione di una unità di carico a magazzino.

CICLO 1 (fig. V.16): traslatore fermo in corrispondenza della stazione di prelievo dell'unità di carico da portare a magazzino:
– operazioni di presa (con le forche) dell'unità di carico;
– trasporto fino al vano prestabilito (dal sistema gestionale) per lo stoccaggio del carico;
– scarico nel vano dello scaffale dell'unità trasportata;
– ritorno (a vuoto) del traslatore alla stazione di partenza.

CICLO 2 (fig. V.17): traslatore fermo in corrispondenza della stazione di consegna dell'unità di carico prelevata dal magazzino (può coincidere o meno con la stazione di partenza del ciclo 1):

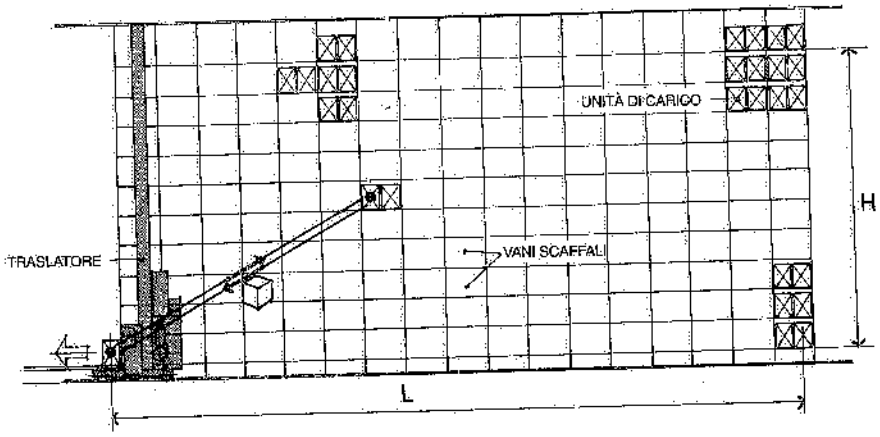


Fig. V.17 – Ciclo singolo per il prelievo di una unità di carico dal magazzino.

– trasferimento del traslatore fino alla postazione dello scaffale dalla quale deve prelevare una determinata unità di carico;
– prelievo dell'unità di carico;
– ritorno del traslatore (con il materiale prelevato) alla stazione di scarico;
– rilascio dell'unità di carico.

CICLO 3 (fig. V.18): traslatore fermo in corrispondenza della stazione da cui deve essere prelevata l'unità di carico da immagazzinare:
– operazioni di presa;
– trasferimento alla postazione di stoccaggio;
– scarico nello scaffale;

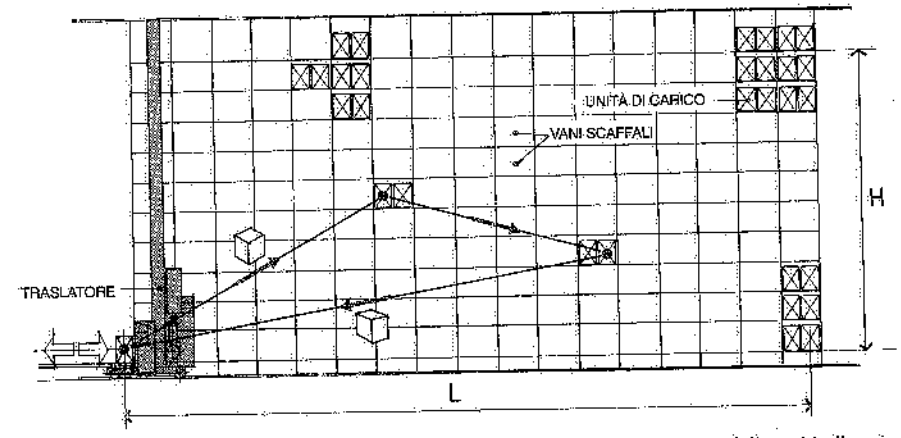


Fig. V.18 – Ciclo combinato nel caso di stazioni di alimentazione e di prelievo delle unità di carico previste su una stessa testata degli scaffali.

– trasferimento del traslatore fino al punto in cui si trova l'unità di carico da prelevare;
– prelievo della stessa;
– trasferimento alla stazione di scarico, prevista in corrispondenza della stessa testata della scaffalatura in cui si trova la stazione di partenza;
– rilascio dell'unità di carico.

I cicli 1 e 2 sono definiti cicli *singoli* (o semplici), il ciclo 3 *combinato*. Le regole FEM consentono di determinare il tempo occorrente per eseguire i suddetti cicli singoli e combinati quale media dei tempi necessari per effettuare tutti i possibili cicli 1-2-3. Tale tempo medio può anche essere valutato – in prima approssimazione e per magazzini lunghi alcune decine di metri ed alti almeno 12 m – con le espressioni di seguito riportate.

CICLO 1 o 2:

$$0{,}9\left(\frac{L}{V_x}+\frac{H}{V_y}\right)+t_1 \qquad \text{(V.1)}$$

CICLO 3:

$$1{,}3\left(\frac{L}{V_x}+\frac{H}{V_y}\right)+t_2 \qquad \text{(V.2)}$$

essendo:
L = lunghezza utile totale della scaffalatura (m);
H = altezza della sede in cui devono essere inserite le forche nell'unità di carico stoccata sul ripiano più alto dello scaffale (m);
V_x = massima velocità di traslazione del trasloelevatore (m/s);
V_y = massima velocità di sollevamento del traslatore (m/s);
t_1 = somma dei due tempi (costanti per ogni macchina) di prelievo e di scarico del materiale nel ciclo singolo (secondi);
t_2 = somma dei quattro tempi (costanti per ogni macchina) di prelievo e di scarico del materiale nel ciclo combinato (secondi).

Se la stazione di arrivo delle unità di carico da stoccare e quella di estrazione delle stesse dal magazzino si trovano in posizioni contrapposte (fig. V.13), la precedente espressione (V.1) è ancora applicabile sia per il ciclo singolo 1 sia per il ciclo singolo 2; si deve però tenere conto del tempo di trasferimento del traslatore fra le due stazioni tutte le volte che tale manovra si rende necessaria. Invece, nel caso del ciclo combinato, la formula (V.2) diventa (fig. V.19):

$$2{,}5\frac{L}{V_x}+1{,}3\frac{H}{V_y}+t_2 \qquad \text{(V.3)}$$

Ovviamente, le prestazioni dei trasloelevatori risultano migliori quando la gestione del magazzino può attuare dei cicli combinati anziché singoli. Viceversa, quanto più i cicli singoli prevalgono su quelli combinati tanto minore è il numero di movimentazioni delle unità di carico in ingresso e in uscita che si può effettuare con i trasloelevatori.

Quando la movimentazione dei materiali a magazzino non è molto elevata, il

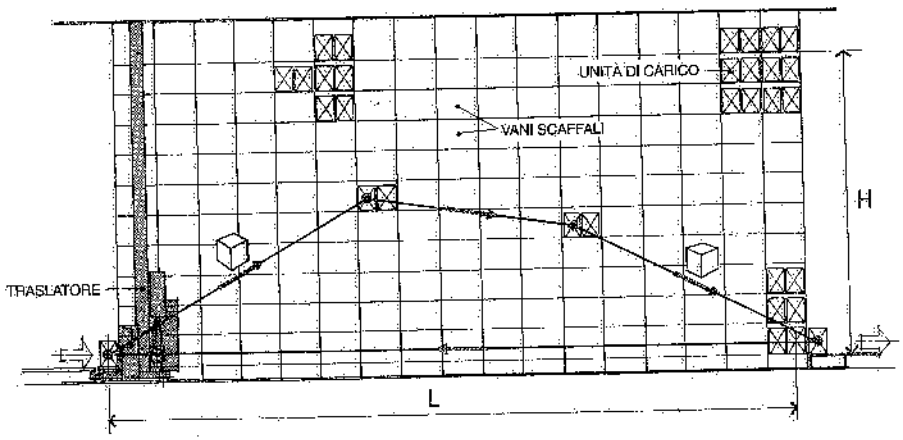


Fig. V.19 – Ciclo combinato nel caso di stazioni di alimentazione e di prelievo delle unità di carico disposte su testate contrapposte degli scaffali.

grado di utilizzazione dei trasloelevatori può risultare insoddisfacente, ragione per cui un traslatore potrebbe in realtà servire due o più corridoi: si presenta allora l'opportunità di trasferire uno stesso trasloelevatore da un corridoio all'altro. A tale fine, si ricorre ad uno o più ponti trasbordatori automatici, installati in corrispondenza di una testata del magazzino (fig. V.20); in alternativa, ma con maggiori ingombri, il trasferimento dei traslatori può avere luogo prolungando, con tragitto in curva, le loro vie di corsia e di contrasto (fig. V.21).

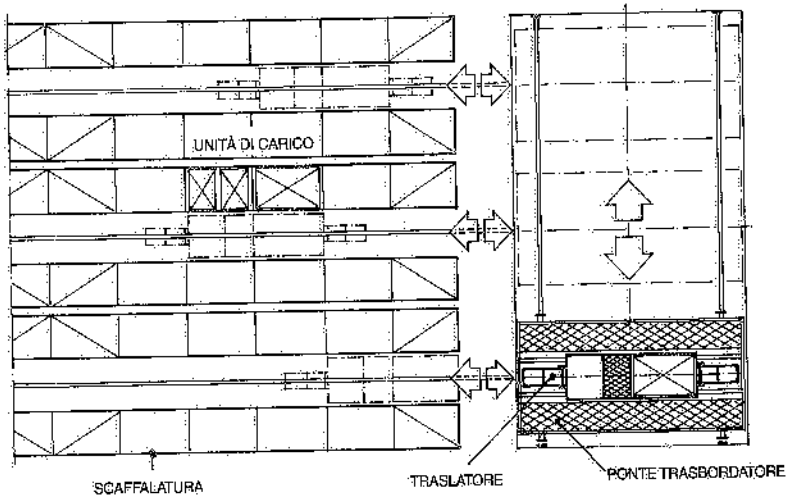


Fig. V.20 – Ponte trasbordatore per il trasferimento di traslatori da un corridoio a un altro.

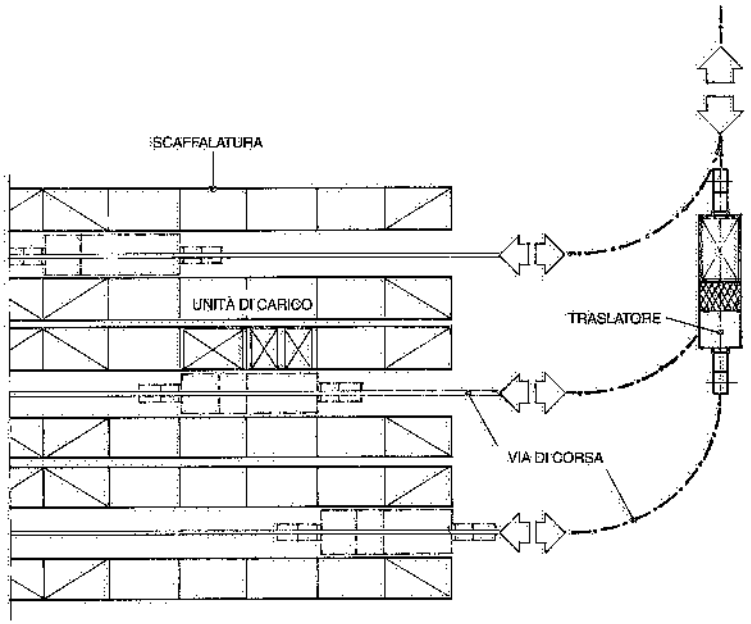


Fig. V.21 – Prevedendo, in corrispondenza di una testata di magazzino, vie di corsa e di contrasto in curva, si possono trasferire i trasloelevatori da un corridoio ad un altro.

V.5. RICERCA DELLA SOLUZIONE OTTIMALE DI MAGAZZINO

Da quanto detto sopra, risulta evidente che, a parità di potenzialità ricettiva richiesta ad un magazzino, la soluzione ottimale di quest'ultimo dipende dai seguenti parametri:

- prestazioni che i trasloelevatori sono in grado di fornire (velocità ed accelerazioni sui movimenti lungo gli assi x, y, z);
- lunghezza ed altezza degli scaffali;
- mix di cicli semplici e combinati da effettuare.

In pratica, le prestazioni delle macchine sono un dato del problema, mentre la ripartizione percentuale fra cicli singoli e combinati può essere orientata verso il maggior numero possibile di cicli combinati attraverso una razionale organizzazione del magazzino; organizzazione che coinvolge:

a) le linee di movimentazione ed accumulo delle unità di carico destinate al magazzino ed in uscita dallo stesso;
b) i criteri di allocazione dei materiali nelle scaffalature (9);
c) il sistema automatico di gestione e controllo dell'intero impianto di magazzino.

(9) Le più frequenti modalità di allocazione delle unità di carico negli scaffali sono le seguenti:
– assegnazione di postazioni fisse per le singole voci;
– magazzino suddiviso in zone, riservate a determinate categorie di voci, prevedendo la sistemazione delle voci più movimentate nelle parti della scaffalatura più rapidamente accessibili;
– stoccaggio casuale delle unità di carico, ricercando comunque l'ottimizzazione dei cicli operativi dei traslatori.

Si tratta allora di individuare, fra tutte le possibili configurazioni degli scaffali, quella che richiede il numero minimo di trasloelevatori, il cui rendimento non deve peraltro superare valori affidabili (85% come massimo).

L'integrazione ottimale fra le dimensioni degli scaffali e le prestazioni dei trasloelevatori si può ottenere mediante modelli analitici, basati generalmente sulle seguenti assunzioni:

- lunghezza ed altezza della scaffalatura,
- numero di vani disponibili,
- dimensione dei vani,
- velocità (a regime) di traslazione orizzontale e verticale del trasloelevatore,
- accelerazioni e decelerazioni della macchina,
- velocità di posizionamento.

Attraverso ripetute simulazioni che considerino variazioni realistiche delle dimensioni degli scaffali e del mix di cicli semplici e combinati (10), i suddetti modelli permettono di individuare le configurazioni di magazzino cui corrisponde – a parità di ricettività delle scaffalature – la massima potenzialità di movimentazione.

Si deve però tenere presente che le dimensioni delle scaffalature non sono solo sottese all'esigenza di massimizzare la potenzialità di movimentazione dei trasloelevatori, ma anche ad altri vincoli, fra i quali citiamo:

- gli aspetti statico-costruttivi;
- il costo, che varia con il peso e le dimensioni delle unità di carico, nonché con l'altezza degli scaffali stessi (fig. V.22);
- i vincoli plano-volumetrici eventualmente imposti dall'autorità pubblica;
- la disponibilità di area fabbricabile.

A titolo puramente indicativo, si può dire che i valori ottimali del rapporto altezza/lunghezza degli scaffali sono sovente compresi fra 1/3 e 1/4.

V.6. PREDISPOSIZIONI ANTINFORTUNISTICHE

L'impiego dei trasloelevatori comporta il rispetto di numerose norme contro gli infortuni e l'installazione di adeguati dispositivi di sicurezza. In particolare, la progettazione, la costruzione e l'esercizio dei magazzini serviti da traslatori devono soddisfare le disposizioni legislative e le normative tecniche contenute nei seguenti disposti:

- D.P.R. 27 aprile 1955, n.547, "Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro";
- Legge 5 marzo 1990, n. 46, e D.P.R. 6 dicembre 1991 "Norme per la sicurezza degli impianti" e relativo Regolamento di attuazione;
- D.Lgs. 24 luglio 1996, n. 459, riguardante la sicurezza delle macchine;
- D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493, riguardante la segnaletica di sicurezza nei luoghi di lavoro;
- D.Lgs. 12 novembre 1996, n. 615, riguardante la compatibilità elettromagnetica;

(10) Algoritmi di tipo euristico consentono di minimizzare la durata media del ciclo combinato abbinando ad ogni operazione di stoccaggio un'operazione di prelievo (scelta fra l'insieme dei prelievi da eseguire); in tal modo, si minimizza il tempo di trasferimento del traslatore dal vano di stoccaggio a quello di prelievo.

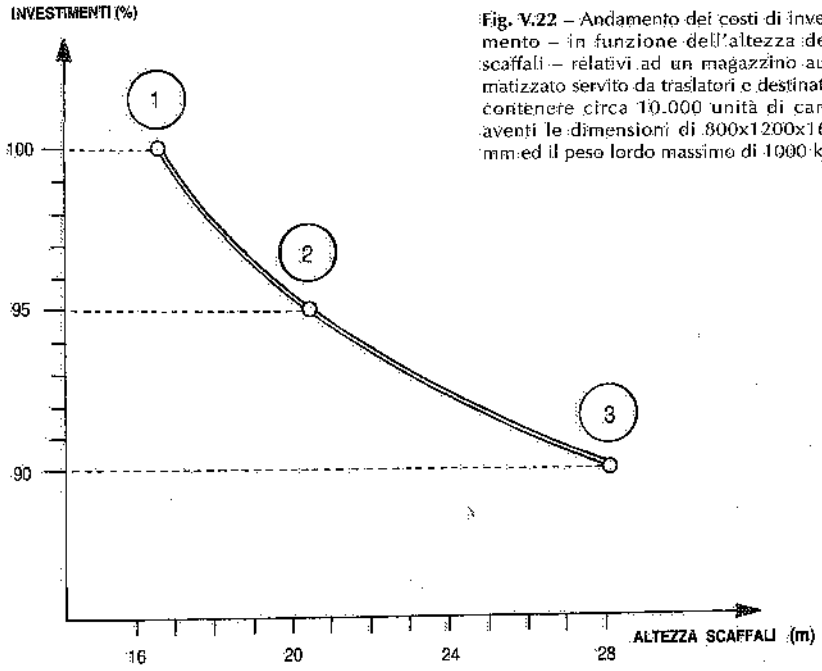


Fig. V.22 – Andamento dei costi di investimento – in funzione dell'altezza degli scaffali – relativi ad un magazzino automatizzato servito da traslatori e destinato a contenere circa 10.000 unità di carico aventi le dimensioni di 800x1200x1650 mm ed il peso lordo massimo di 1000 kg.

- D.Lgs. 25 novembre 1996, n. 626, riguardante la sicurezza elettrica delle apparecchiature in bassa tensione;
- D.Lgs. 4 agosto 1999, n. 359, che ha integrato il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, su alcuni aspetti di sicurezza per le macchine mobili;
- Norme CEI vigenti ed in particolare le 64-8, 44-5 e 64-2;
- Norma UNI EN 528 riguardante specificatamente la sicurezza dei trasloelevatori;
- Norme F.E.M. pertinenti ai trasloelevatori, ed in particolare le seguenti:
  - n. 9311: Regole per il calcolo delle strutture portanti dei traslatori;
  - n. 9511 e 9512: Regole per il calcolo dei meccanismi dei traslatori;
  - n. 9753 e 9754: Regole di sicurezza relative ai trasloelevatori.

Di seguito, citiamo le principali predisposizioni antinfortunistiche adottate nei magazzini qui esaminati.

Alle due estremità di ogni corridoio in cui opera un traslatore, devono essere previsti dapprima una riduzione della velocità e poi l'arresto di fondo corsa del trasloelevatore stesso; se tali interventi non si verificano, un fine corsa di controllo disinserisce automaticamente l'alimentazione del traslatore. Analoghi dispositivi di sicurezza sono predisposti in corrispondenza delle due estremità della corsa della piattaforma mobile lungo il montante del traslatore. Al telaio mobile è inoltre applicato un dispositivo paracadute che interviene in caso di rottura od allentamento delle funi o catene o di aumento della velocità (il telaio mobile viene bloccato – con un freno meccanico del tipo a cuneo – sulla guida del montante, cosicché ne risulta impedita la caduta).

Alle due estremità di ogni corsia di magazzino è installato un respingente, in grado di dissipare l'energia cinetica che si genererebbe in caso di urto del traslatore ad una velocità pari al 70% di quella massima.

Apposite fotocellule controllano:
- se l'unità di carico prelevata dal trasloelevatore è correttamente posizionata a bordo macchina;
- se il vano destinato a contenere una determinata unità di carico è libero;
- se le forche sono correttamente posizionate al centro della piattaforma.

Interblocchi elettrici impediscono qualsiasi movimento delle forche durante la traslazione della macchina, né questa può muoversi se le forche non si trovano a bordo, nella posizione prestabilita.

Un freno elettromagnetico entra in azione in caso di mancanza di corrente ed è utilizzabile per le frenature di emergenza e di arresto a fine ciclo.

La cabina facente parte del telaio mobile, ove esistente, è superiormente protetta con una piastra di acciaio atta a sopportare un carico distribuito almeno pari a 100 kg_f. Il pavimento è di tipo antisdrucciolevole. L'apertura della porta della cabina per l'operatore blocca qualsiasi movimento del traslatore. Oltre all'illuminazione interna sono previsti uno o due fari per l'illuminazione esterna ed un segnalatore acustico o luminoso ad intermittenza.

Una scala alla marinara fissata alla colonna consente di raggiungere od abbandonare la piattaforma mobile del trasloelevatore anche in situazioni di emergenza e di accedere agli elementi meccanici di rinvio superiore.

La corsia entro la quale opera il trasloelevatore è segregata dalle altre zone del magazzino (fig. V.23): si accede a tale corsia attraverso porte munite di contatto elettrico avente la funzione di disinserire la macchina all'apertura di una qualsiasi porta. E poiché la chiave che permette l'apertura delle porte di accesso è la stessa che predispone la messa in marcia del trasloelevatore, risulta esclusa la possibilità di movimentazione del trasloelevatore allorquando l'operatore si trova all'interno della corsia. Le chiavi di più macchine installate nello stesso magazzino non sono fra loro intercambiabili.

V.7. L'IMPIEGO DEI TRASLATORI PER IL PICKING

La fig. V.24 schematizza le principali modalità di arrivo e di partenza dei materiali rispetto al magazzino in cui gli stessi sono depositati:
- **nel caso a),** al magazzino pervengono unità di carico intere, che rimangono tali sia durante il tempo dello stoccaggio, sia per la spedizione;
- **nel caso b),** i materiali arrivano sotto forma di unità di carico (o sono confezionati come tali subito prima del loro stoccaggio), ma all'atto dell'uscita dal magazzino, vengono – anche solo in parte – prelevati secondo sottomultipli di ciascuna unità: in altre parole, le unità di carico sono sottoposte alla cosiddetta operazione di picking ovvero di frazionamento o prelievo parziale;
- **nel caso c),** i materiali arrivano "sciolti", vale a dire non raccolti in unità di carico, e vengono spediti sotto forma di unità di carico (contenitori, palette, scatole di imballo, ecc.);
- **nel caso d),** i materiali arrivano e partono non confezionati in unità di carico, ma "sciolti".

Abbiamo fin qui parlato genericamente di materiali; più avanti parleremo di componenti o di colli: in tutti i casi, ci riferiamo alle confezioni sotto cui si presentano in pratica i prodotti industriali; confezioni a loro volta diverse da un articolo (o voce o codice) all'altro.

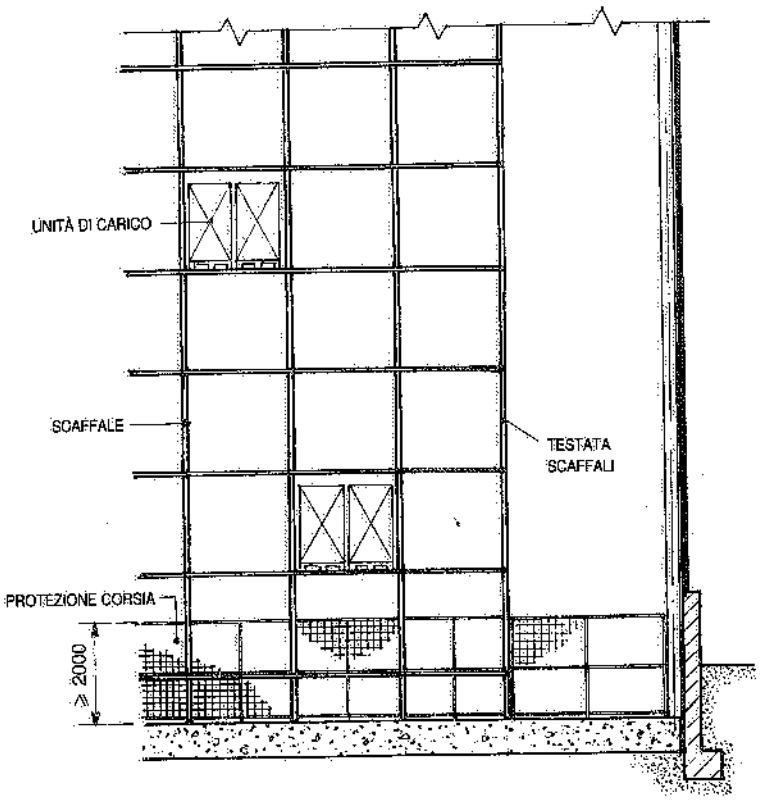


Fig. V.23 – Recinzione, mediante rete metallica, della corsia in cui opera il trasloelevatore.

La modalità di movimentazione *a)* consente di prevedere le soluzioni più razionali e convenienti, ed a queste ci siamo fin qui riferiti.

Sovente, però, ci si trova di fronte alla modalità *b)* ed i contenitori o le unità di carico devono essere sottoposti a prelievi parziali in vista della preparazione di ordini o commesse di spedizione: si pensi ad un magazzino cui pervengono richieste di singoli componenti o comunque di quantitativi di materiali inferiori a quelli contenuti nelle unità di carico; in tali casi, occorre effettuare dei prelievi parziali ovverosia eseguire il picking dalle unità di carico interessate.

Il caso *c)*, in genere, si presenta nell'ambito dei magazzini solo come modalità di reintegrazione dei materiali nei contenitori o nei vani degli scaffali dai quali si sono preventivamente effettuati dei prelievi parziali: diversamente, i singoli colli verrebbero composti sotto forma di unità di carico prima di entrare nel magazzino vero e proprio.

A sua volta, il caso *d)* prevede la movimentazione di materiali o colli singoli sia

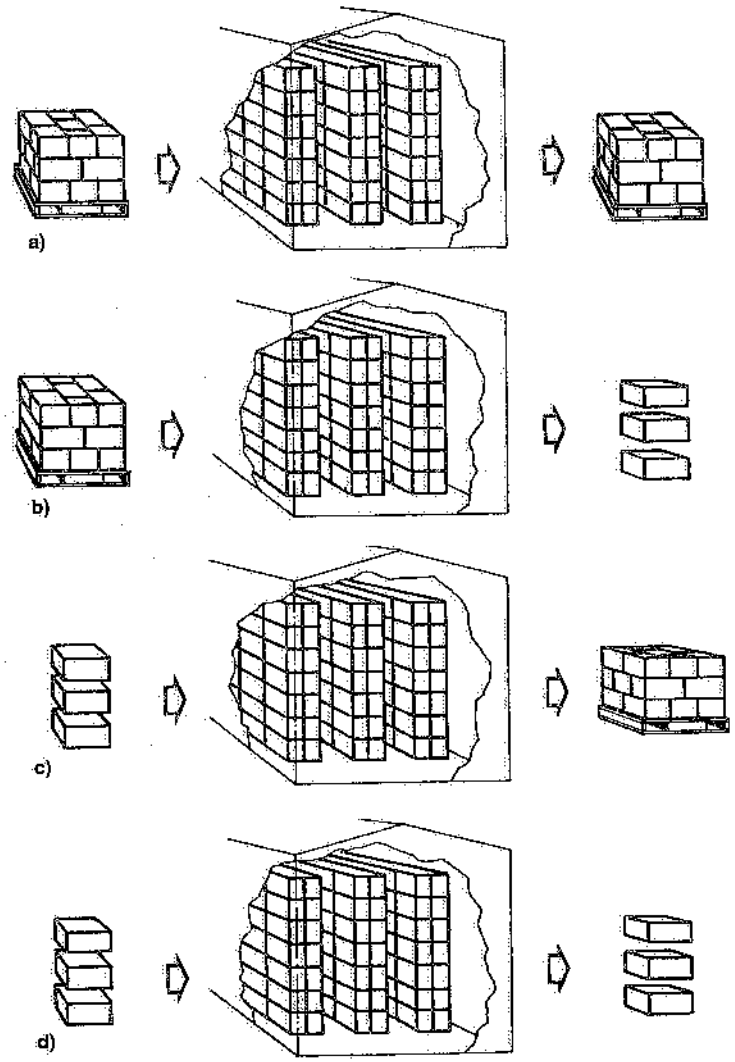


Fig. V.24 – Modalità di arrivo e di partenza dei materiali nei magazzini.

per la loro reintegrazione nei vani degli scaffali o nei contenitori sia per i successivi prelievi dagli stessi vani o contenitori.

Di seguito, ci soffermeremo sulla modalità di movimentazione *b*), dal momento che le relative indicazioni possono essere facilmente estese anche alle modalità *c*) e *d*). Inoltre, faremo riferimento all'immagazzinamento basato sull'utilizzo di scaffali tanto per lo stoccaggio di unità di carico quanto per contenere colli singoli (vale a dire non sotto forma di unità di carico).

L'impiego di trasloelevatori con manovratore a bordo consente di effettuare il picking dei materiali direttamente dagli scaffali; anche il successivo reintegro dei materiali prelevati può essere eseguito tramite tali traslatori. La fig. V.25 illustra una soluzione con traslatori a comando manuale e quindi con uomo a bordo: il "commissionamento" affidato ai traslatori viene ovviamente organizzato, ove possibile, in modo da ottimizzare i cicli operativi (fig. V.26).

La fig. V.27 si riferisce ad una variante sul tema, nel senso che il prelievo dei materiali è ancora affidato a trasloelevatori con manovratore a bordo, mentre il reintegro è effettuato con unità di carico intere alimentate da traslatori automatici operanti nei corridoi adiacenti alle corsie previste per il picking.

Quest'ultima soluzione può anche essere modificata in modo da prevedere – ove ciò risulti conveniente – una scorta di uno o più contenitori, destinati a sostituire automaticamente (sovente, per gravità) quello prospiciente la corsia servita dal traslatore addetto al picking (fig. V.28): tale sostituzione ha luogo non appena il contenitore "alla spina" risulta esaurito; l'allonta-

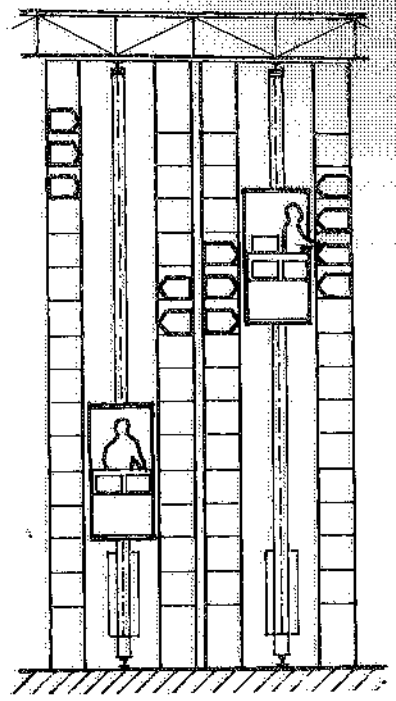


Fig. V.25 – Traslatori a comando manuale impiegati per eseguire il picking da scaffali a ripiani, contenitori o palette.

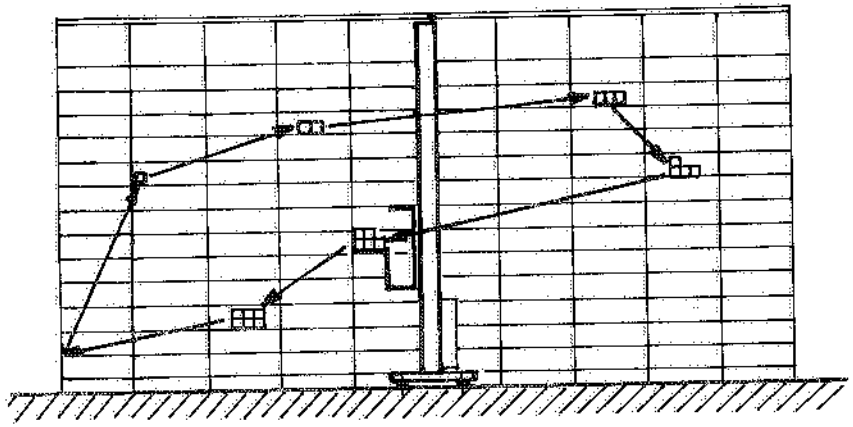


Fig. V.26 – Esempio di ottimizzazione dell'utilizzo di un traslatore destinato al picking di più voci depositate negli scaffali prospicienti la corsia di servizio.

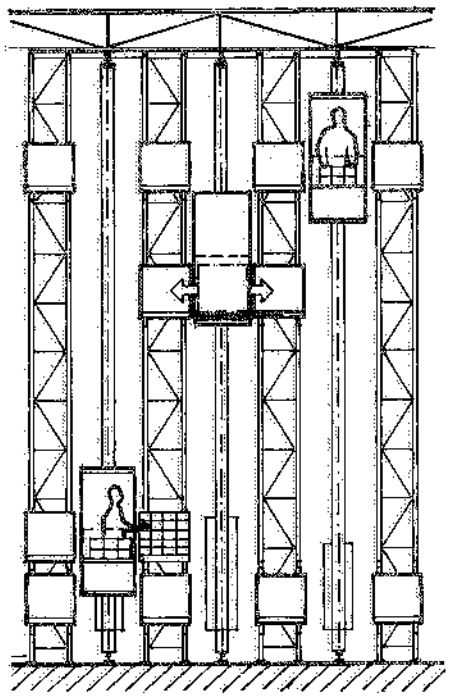


Fig. V.27 – Un trasloelevatore automatico alimenta le unità di carico sottoposte al picking da parte di traslatori con uomo a bordo operanti nelle corsie adiacenti.

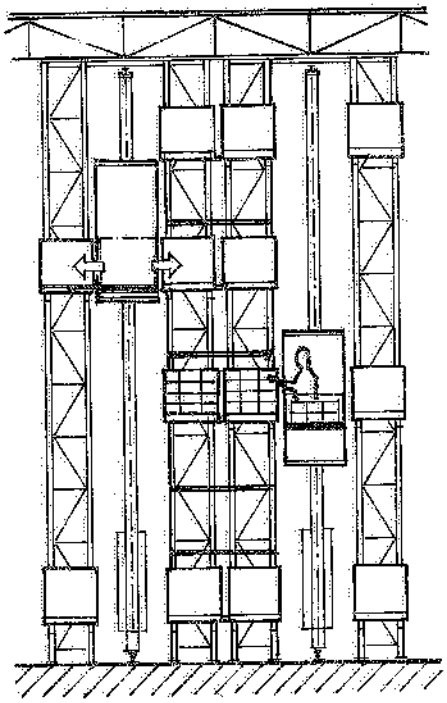


Fig. V.28 – Soluzione che consente un accumulo di contenitori fra il fronte di picking e quello di alimentazione.

namento del contenitore vuoto deve essere affidato al traslatore con uomo a bordo.

Pur avendo registrato una notevole diffusione, consideriamo l'impiego dei traslatori a comando manuale non valido – dal punto di vista ergonomico – allorquando costringe l'operatore, per molte ore al giorno, tra due "pareti", ossia tra le scaffalature che contengono i materiali da movimentare. In altre parole, riteniamo che un lavoro prolungato dell'operatore dentro una cabina che si muove fra due alti scaffali risulti assai opprimente (11). È per questo motivo che, quando si devono effettuare operazioni di picking, si preferisce ricorrere a trasloelevatori automatici (dunque, senza uomo a bordo) e prevedere una delle seguenti soluzioni alternative:

a) installare un manipolatore od un robot a bordo del traslatore, atto ad effettuare il prelievo (fig. V.29) ed eventualmente anche il reintegro dei materiali immagazzinati: questa soluzione presenta difficoltà di realizzazione decrescenti ed assicura un funzionamento tanto più affidabile quanto meno si discostano fra di loro le dimensioni ed i pesi dei colli appartenenti ai vari articoli;
b) movimentare in automatico le unità di carico all'interno delle scaffalature ed effettuare il picking al di fuori delle stesse, sopra trasportatori a rulli, a catene, ecc.

La fig. V.30 si riferisce a quest'ultima alternativa: i contenitori o le unità di carico vengono portati da trasloelevatori automatici presso la testata degli scaffali, dove sono previste le postazioni di picking; dopo il prelievo dei colli richiesti da una o più ordinazioni, le suddette unità di carico sono riportate – ancora mediante i traslatori automatici – dentro gli scaffali; ove necessario, le stesse, prima di essere riprese dai trasloelevatori, sono sottoposte ad un controllo sagoma. Tutte le opera-

(11) Può essere visto in un'ottica diversa il caso di un'operativa che alterni permanenze in cabina con attività al di fuori degli scaffali.

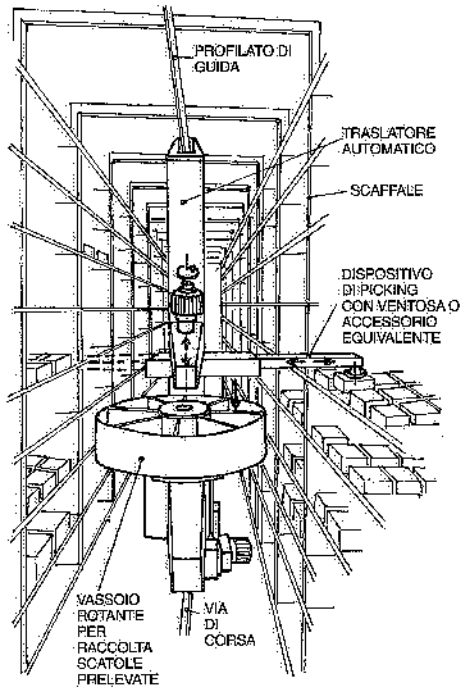


Fig. V.29 – Trasloelevatore dotato di manipolatore per le operazioni di picking e di reintegro dei materiali a magazzino.

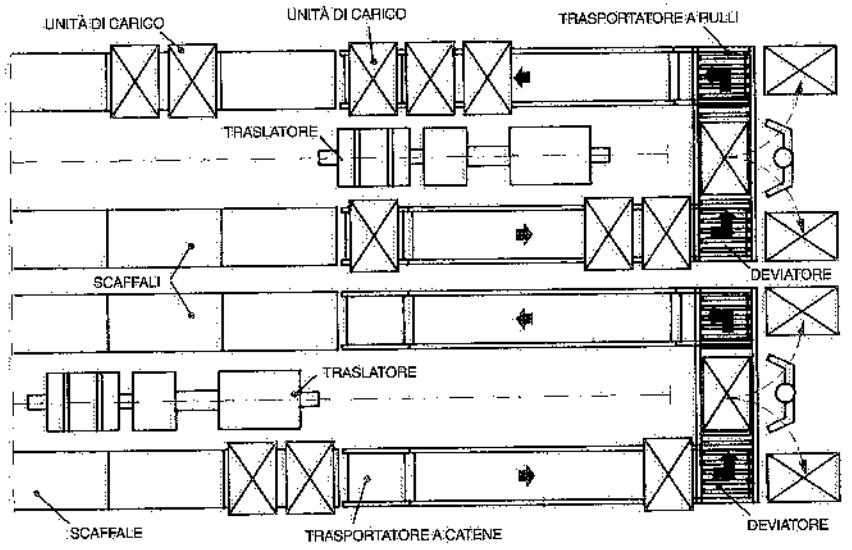


Fig. V.30 – Stazioni di picking manuale e di formazione delle partite in spedizione, previste in prossimità di una testata degli scaffali serviti da trasloelevatori automatici.

zioni sono ovviamente sottese ad un sistema gestionale, che ottimizza i percorsi dei trasloelevatori e fornisce all'addetto al picking – mediante display o videoterminale – le indicazioni sui prelievi da effettuare. Quando un contenitore è esaurito, si provvede ad alimentare il magazzino con un altro pieno: lo stoccaggio dei contenitori pieni è affidato allo stesso trasloelevatore che provvede alle estrazioni per il picking, e può essere alimentato dalla stessa testata presso la quale si effettua il picking oppure dalla testata opposta.

Ancora con riferimento a traslatori automatici utilizzabili per alimentare stazioni di picking, rileviamo che è possibile movimentare non solo unità di carico "forcolabili", ma anche contenitori aventi forma di cassette e dimensioni le più diverse. In altre parole, i contenitori movimentabili con i traslatori possono essere – all'occorrenza – di piccole dimensioni ed avere forme adeguate al tipo di impiego cui sono destinate, come esemplificato in fig. V.31. Per movimentare tali contenitori, il telaio mobile dei trasloelevatori deve essere dotato – in sostituzione delle forche – di implement adatti al prelievo ed al successivo reinserimento degli stessi nello scaffale.

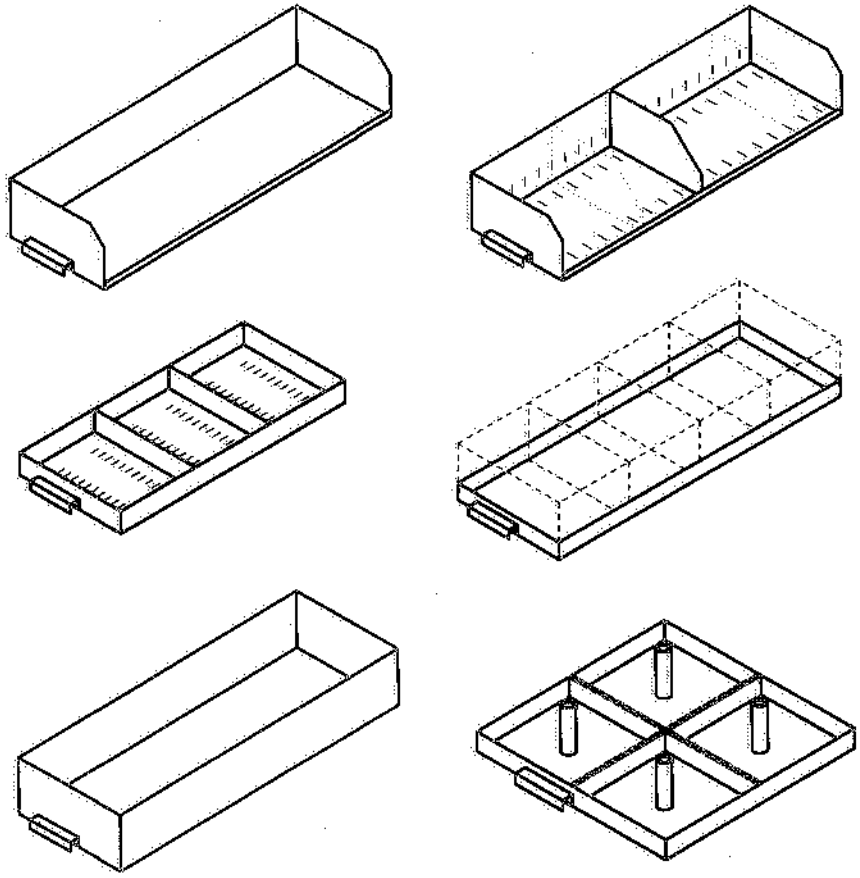


Fig. V.31 – Esempi di contenitori movimentati mediante mini-traslatori.

La fig. V.32 riporta alcuni esempi di tali dispositivi di estrazione e di deposito installati su trasloelevatori automatici. Nel caso della fig. V.32a si tratta di due catene, dotate di arpione, che movimentano contenitori metallici facendoli strisciare su guide laterali in materiale plastico. Anche il dispositivo di fig. V.32b non richiede il sollevamento del contenitore metallico ed è costituito da due bracci snodati comandati da ruote cilindriche: il primo, ruotando, trasmette il movimento di rotazione al braccio esterno tramite una ruota dentata fissa, un ingranaggio folle intermedio ed un ingranaggio di collegamento. La fig. V.32c schematizza invece un dispositivo a forca telescopica a doppio sfilamento che – per l'estrazione e l'immissione – richiede il sollevamento del contenitore; quest'ultimo può essere in materiale plastico od in lamiera, però sempre di dimensioni limitate e di peso lordo non superiore a 50-60 kg.

Altri costruttori prevedono traslatori dotati di due longheroni telescopici sui quali possono scorrere le ruote di sostegno di un trasportatore a nastro: longheroni e nastro vengono introdotti sotto il contenitore a magazzino, dopo di che i longheroni si sollevano fino a portare il nastro a contatto del contenitore; a questo punto, il nastro entra in funzione e trasporta fuori dallo scaffale – e quindi sul traslatore – il contenitore stesso. È evidente che lo stoccaggio dei contenitori deve essere previsto su scaffalature che consentano l'introduzione di longheroni e trasportatore a nastro sotto i contenitori; di conseguenza, lo spazio libero sotto ogni contenitore – e quindi l'interasse fra un piano di appoggio e l'altro – risulta maggiore rispetto alle soluzioni con dispositivi di estrazione a strisciamento.

Ai traslatori che movimentano contenitori di dimensioni e pesi limitati, si dà correntemente il nome di *mini-trasloelevatori:* il loro impiego si è andato diffondendo non solo nell'industria, ma anche in archivi, banche ed uffici.

Per le operazioni di picking affidate a questi traslatori, la trafila rimane la stessa già vista per le unità di carico movimentabili con le forche: i contenitori prelevati a magazzino vengono trasportati fuori dalle scaffalature, dove sono previste apposite postazioni di prelievo manuale. La fig. V.33 riporta alcuni esempi di stazioni di prelievo parziale di materiali dai contenitori che i mini-trasloelevatori hanno prelevato dal magazzino e che – dopo il picking – riporteranno nuovamente al loro posto: nel caso *a*), il prelievo è effettuato in corrispondenza delle stesse postazioni in cui sono posati e dalle quali sono successivamente prelevati i contenitori; nella soluzione *b*), il picking ha luogo ad una certa distanza da tali postazioni, ma ancora senza possibilità di accumulo di contenitori; la soluzione *c*) prevede un'organizzazione a U della stazione di picking e permette di avere qualche contenitore già disponibile per i prelievi successivi. Sotto il contenitore da cui si effettua il picking può essere prevista una piattaforma sollevabile per facilitare le operazioni dell'operatore.

Citiamo ancora la soluzione di fig. V.34: le unità di carico – grandi o piccole che siano – possono pervenire alla stazione di picking da due o più scaffalature (ovvero trasloelevatori) tramite un carrello trasbordatore motorizzato scorrevole su binario: tale "navetta" è sovente in grado di alimentare un contenitore da sottoporre al picking e, contemporaneamente, prelevare l'unità di carico che ha già subito il prelievo programmato e che deve essere reimmessa nel magazzino.

Le stazioni di picking possono anche essere previste in aree distanti dal magazzino vero e proprio: in tale caso, il trasferimento dei contenitori dalla testata degli scaffali alle stazioni di picking è affidato a trasportatori a rulli, catene o tapparelle (fig. V.35); al rientro nel magazzino, i contenitori vengono automaticamente identificati e riportati nelle rispettive allocazioni.

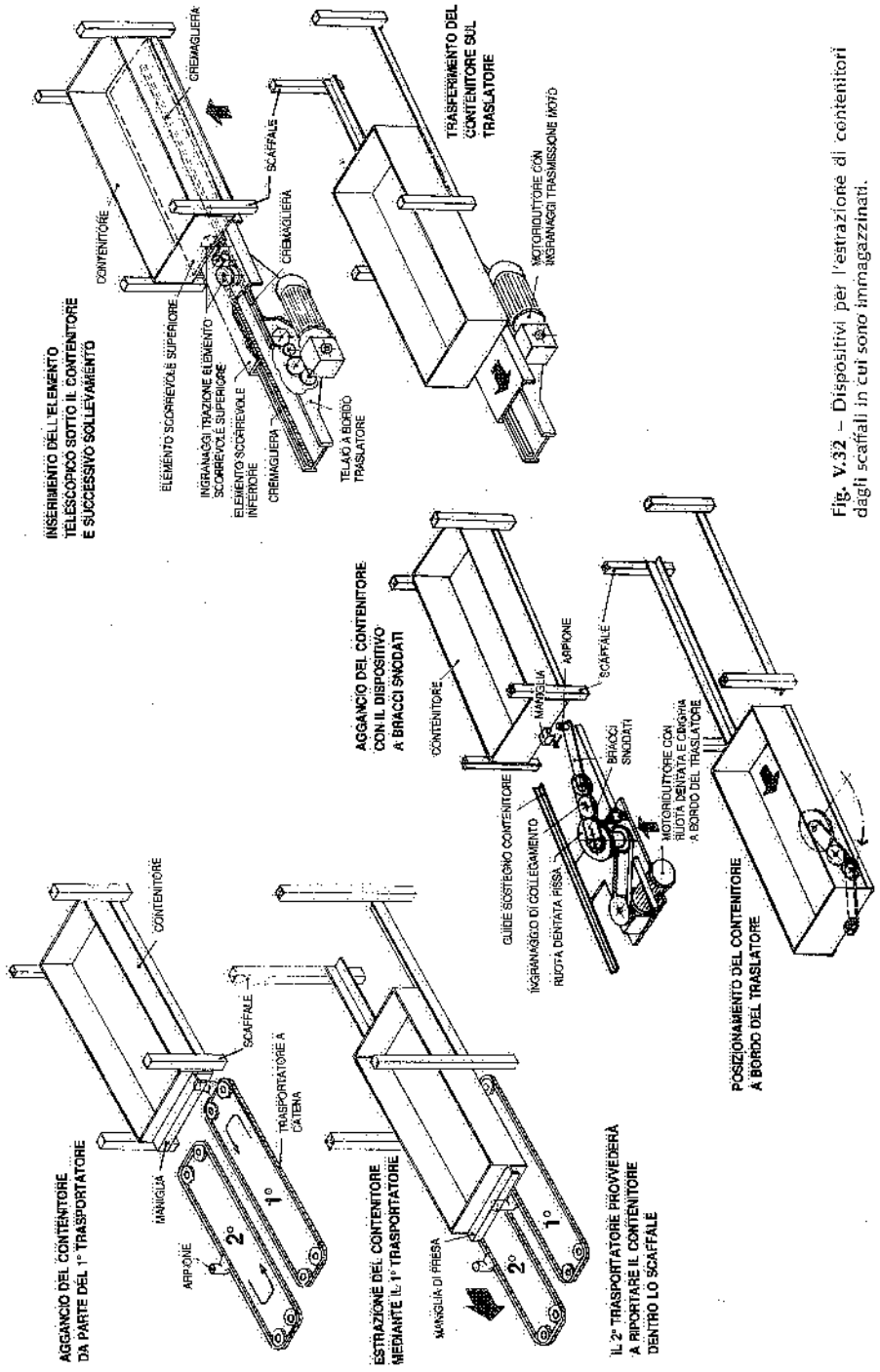


Fig. V.32 – Dispositivi per l'estrazione di contenitori dagli scaffali in cui sono immagazzinati.

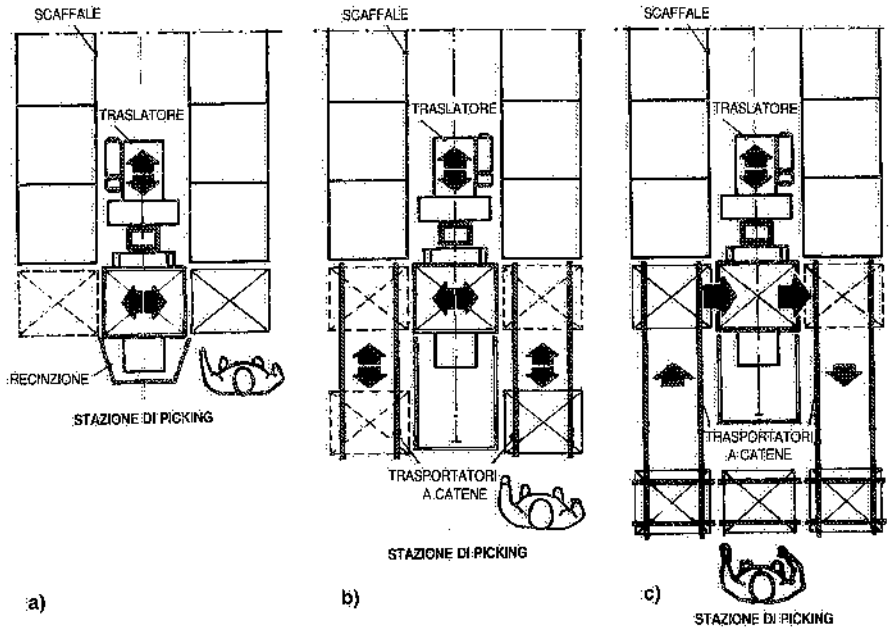


Fig. V.33 – Stazioni di picking: a) ubicate presso le postazioni di posa dei contenitori; b) ad una certa distanza da tali postazioni, ma ancora senza possibilità di accumulo di contenitori; c) sistemazione a U, con possibilità di avere qualche contenitore già pronto per i prelievi successivi.

La gestione automatica del sistema "magazzino-prelievo e reintroduzione dei contenitori-picking", è normalmente configurata come già indicato al paragrafo V.2. Peraltro, quando l'impianto è prevalentemente destinato alle operazioni di picking, la richiesta delle unità di carico occorrenti alla stazione di prelievo manuale può essere digitata da una tastiera locale oppure provenire dal calcolatore dedicato.

V.8. MODALITÀ DI ACCUMULO DI CONTENITORI

Facendo indifferentemente riferimento ad unità di carico piccole o grandi, le postazioni di picking possono essere previste anche lungo trasportatori motorizzati o ad avanzamento manuale (fig. V.36): a seconda delle esigenze, i trasportatori servono una o più postazioni tra il punto di alimentazione delle unità di carico ed il punto di ripresa delle stesse per la rimessa a magazzino.

Quando risulti necessario prevedere un accumulo temporaneo delle unità di carico in attesa di essere sottoposte a picking o di essere reintrodotte nelle scaffalature o per qualsiasi altro motivo, si può adottare una soluzione del tipo schematizzato in fig. V.37 e cioè: installare – in serie ed in rettilineo – tanti trasportatori a rulli od a catene motorizzati quante sono le unità di carico che devono poter sostare; ogni trasportatore ha una lunghezza uguale o di poco superiore alla lunghezza delle

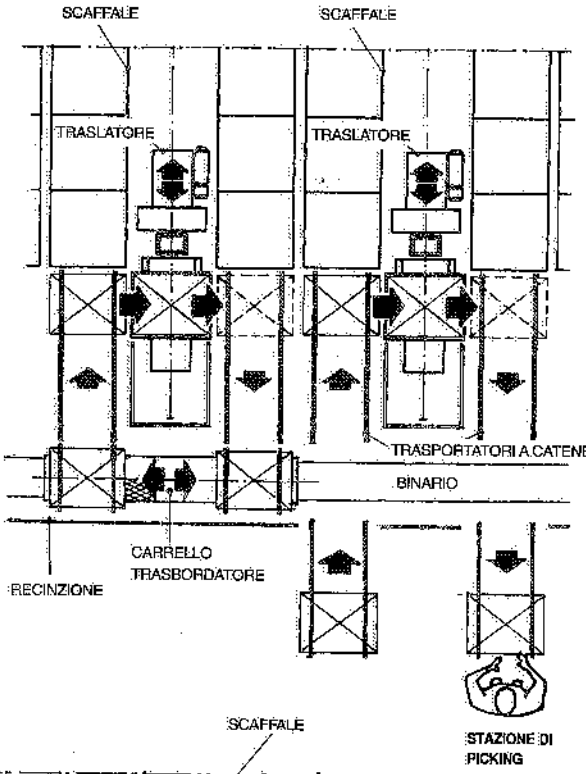


Fig. V.34 – Stazione di picking alimentata da due o più trasloelevatori tramite carrello navetta.

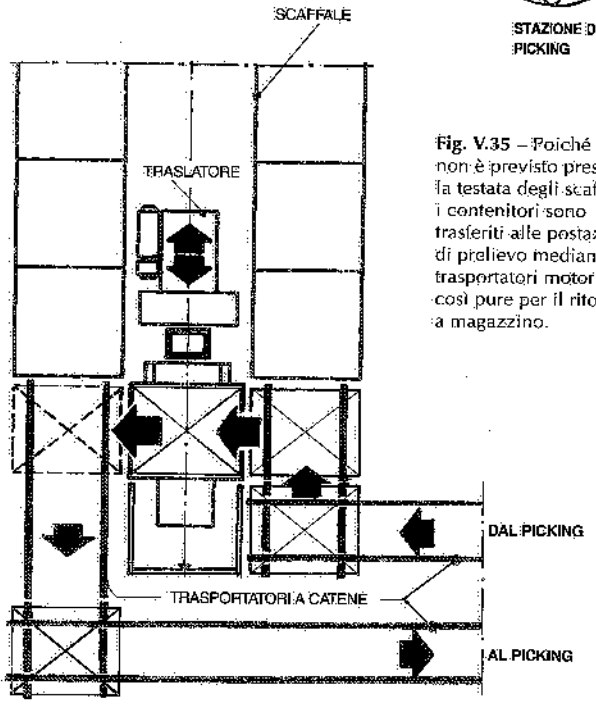


Fig. V.35 – Poiché il picking non è previsto presso la testata degli scaffali, i contenitori sono trasferiti alle postazioni di prelievo mediante trasportatori motorizzati; così pure per il ritorno a magazzino.

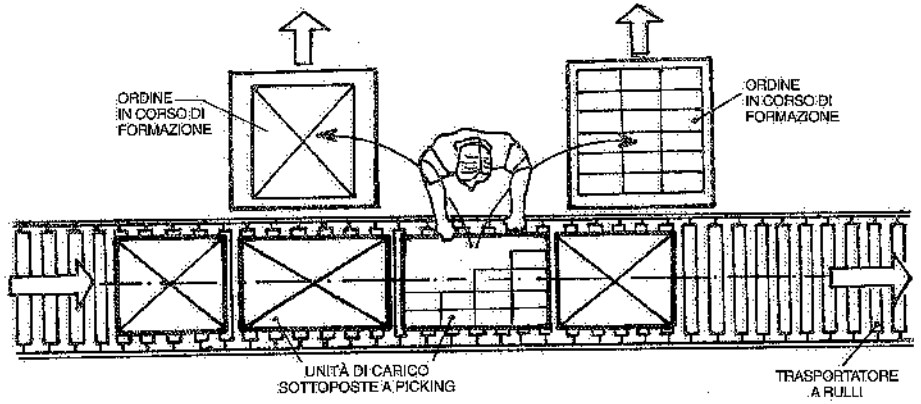


Fig. V.36 – Stazione di picking lungo un trasportatore a rulli che provvede ad alimentare ed allontanare le unità di carico da cui si effettuano i prelievi.

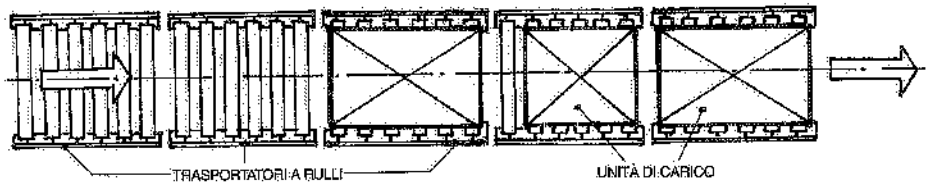
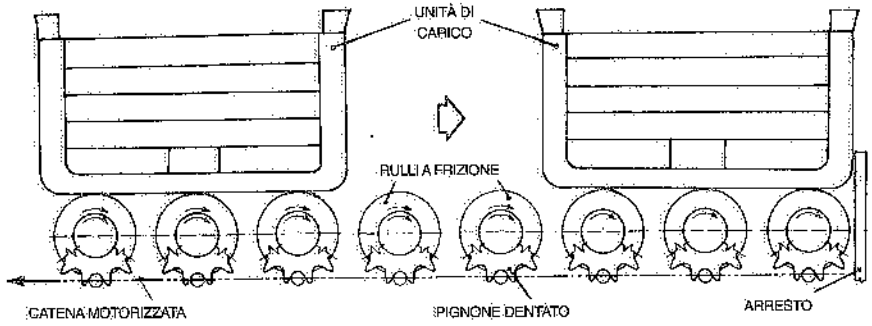


Fig. V.37 – Trasportatori a rulli motorizzati disposti in successione consentono l'accumulo di unità di carico.

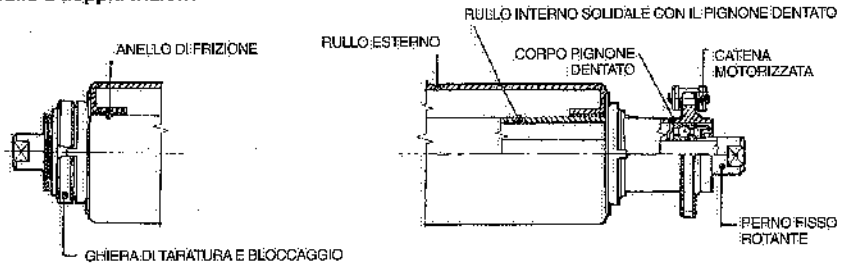
unità di carico movimentate: via via che una unità viene prelevata a valle dell'accumulo, i trasportatori a monte entrano in funzione e fanno avanzare di un "passo" (ossia di un tratto corrispondente alla lunghezza di ciascun trasportatore) i carichi in sosta. Questi ultimi non sono normalmente in contatto diretto fra di loro.

Un'altra modalità di accumulo ed avanzamento automatico di unità di carico è basata sull'impiego di trasportatori dotati di rulli a frizione (fig. V.38), vale a dire costituiti da due tubi coassiali, di cui quello interno ruota su cuscinetti a sfere ed è comandato – ad una estremità – da una catena motorizzata, mentre il tubo esterno è calettato sul primo e può ruotare su boccole a strisciamento o anelli di frizione (fig. V.38a); nei tratti di trasportatore in cui il carico grava su rulli, il tubo esterno di questi ruota con quello interno e fa avanzare il carico; nei tratti in cui il carico incontra un ostacolo (arresto terminale del trasportatore o unità di carico precedente) i tubi esterni dei rulli sottostanti si fermano, rimanendo comunque sottoposti alla spinta delle frizioni. In alternativa, si possono utilizzare rulli a singola frizione con tubo e pignone collegati da una sola boccola di frizione (fig. V. 38b).

Citiamo ancora la soluzione schematizzata in fig. V.39: il trasportatore a rulli è suddiviso in tante sezioni quante sono le unità di carico previste in sosta temporanea;



a) Rullo a doppia frizione



b) Rullo a singola frizione

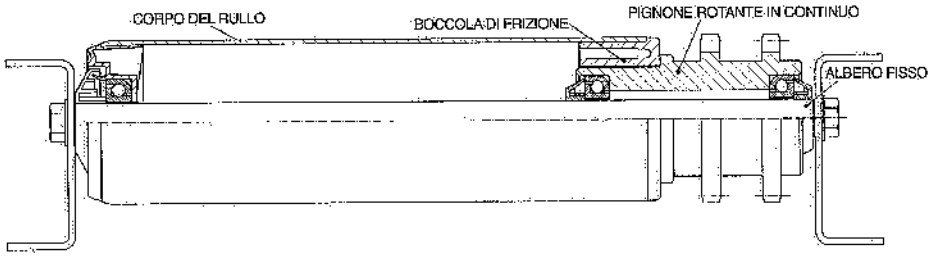


Fig. V.38 – Trasportatore con rulli a frizione atti ad assicurare l'avanzamento e l'accumulo temporaneo di unità di carico.

tali sezioni sono gestite da comandi elettromeccanici (fotoelettrici nelle sezioni di estremità) e governate, di solito, da un controllore programmabile (PLC). In determinate condizioni, i rulli di tutte le sezioni costituenti il trasportatore di cui trattasi, sono comandati da una catena motorizzata sottostante, sempre in movimento. Tale collegamento ha luogo, sezione per sezione, tramite un pignone dentato – di cui sono dotati i rulli – secondo la seguente modalità: allorquando un carico raggiunge il primo rullo di una sezione (quello contraddistinto con il n. 1 nella fig. V.39), esercita una spinta, sia pure minima, su un dispositivo mobile installato in prossimità di tale rullo; la conseguente rotazione dell'elemento contattato aziona un microinterruttore che mette in movimento una slitta in grado di collegarsi con il successivo settore di

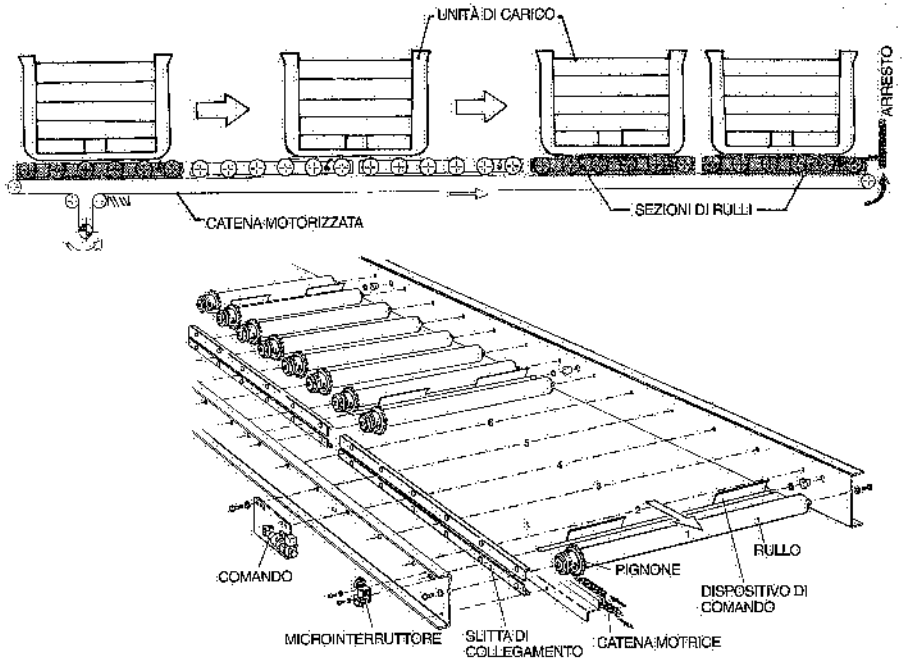


Fig. V.39 – Trasportatore a rulli settorizzati e mossi da una catena motorizzata, utilizzato per il convogliamento e l'accumulo di carichi.

rulli ed agganciare questi ultimi alla catena motrice: in altri termini, tutti i rulli della sezione immediatamente a valle di quella occupata dal carico (6 rulli nell'esempio della fig. V.39) vengono collegati – tramite la slitta mobile – alla catena motrice; passato il carico, il dispositivo di comando ritorna in posizione verticale ed i rulli della sezione a valle vengono disinnestati, fermando su di loro l'unità di carico ricevuta; a meno che, nel frattempo, si sia liberata la sezione successiva, nel qual caso, il carico soprastante avanzerà ancora di un tratto. Con questa soluzione le unità di carico in sosta mantengono una certa distanza l'una dall'altra.

Anche la fig. V.40 illustra un trasportatore a rulli, già citato nel capitolo 21, atto a consentire la formazione di accumuli: infatti, i carichi appoggiano su rulli folli trascinati da catene motorizzate e, quando un carico viene fermato, i rulli sottostanti girano su se stessi, mentre le catene continuano il loro movimento; rimosso l'arresto, il carico avanza nuovamente con i rulli che lo sostengono.

A sua volta, la soluzione di fig. V.41 – come già indicato nel capitolo 21 – riguarda un trasportatore a rulli messi in rotazione da un nastro motorizzato sottostante: quando il carico viene fermato, provoca una pressione su un sensore (rullo) che – tramite un meccanismo – fa abbassare il nastro motorizzato per un certo tratto, disimpegnandolo dai rulli; più sensori distribuiti lungo il trasportatore, consentono l'accumulo di altrettante unità di carico.

Infine, nella versione di fig. V.42, anziché mediante nastro, i rulli portanti sono messi in rotazione da catene motorizzate, tra i cui anelli sono disposti inserti plastici;

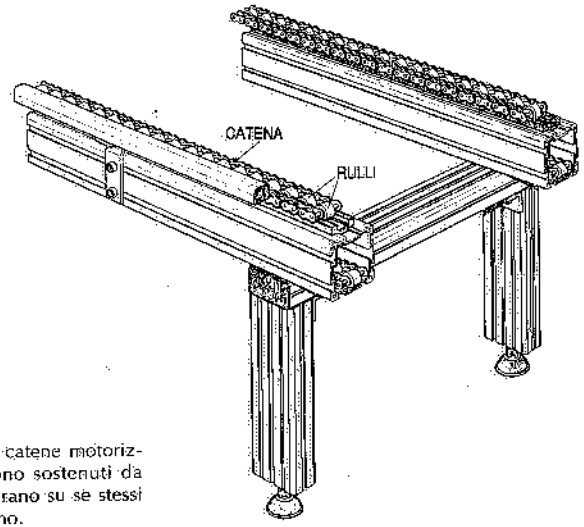
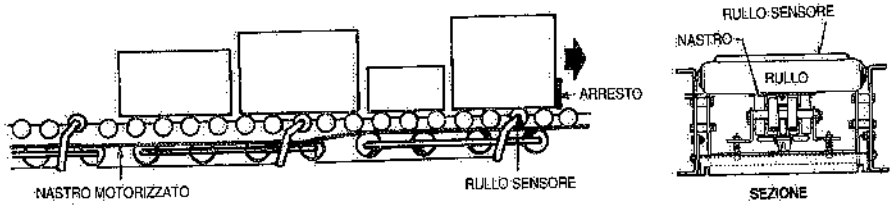


Fig. V.40 – Tanto le due catene motorizzate quanto i carichi sono sostenuti da rulli folli; questi ultimi girano su se stessi quando i carichi si fermano.



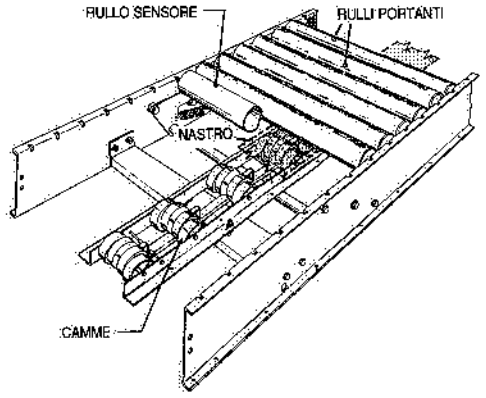
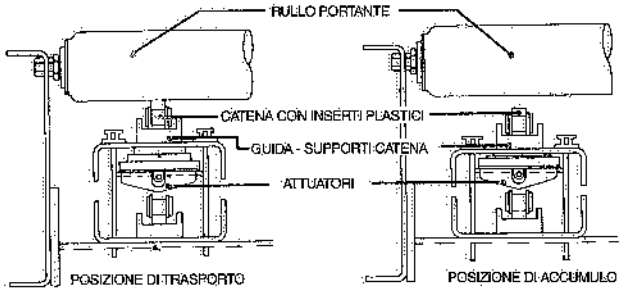


Fig. V.41 – Quando il carico si ferma, abbassa un rullo sensore che disimpegna il nastro motorizzato sottostante ai carichi che seguono.



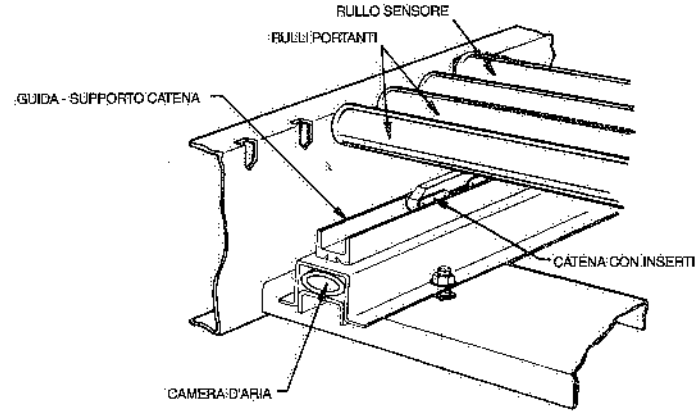


Fig. V.42 – Il contatto ed il disimpegno tra rulli folli e catene motorizzate vengono attuati utilizzando aria compressa.

questi sono tenuti a contatto dei rulli da una camera d'aria sottostante: quando un carico si ferma sopra un rullo sensore, quest'ultimo aziona una valvola che – tramite un attuatore – fa scaricare l'aria compressa nel tratto di manichetta a monte: di conseguenza, la catena motorizzata si abbassa ed i rulli portanti non sono più posti in rotazione lungo quel tratto.

V.9. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Bertello – Comau Systems – Dematic – Dugomrulli – Fata Automation – Rulmeca – Telemecanique – Trastecnica.

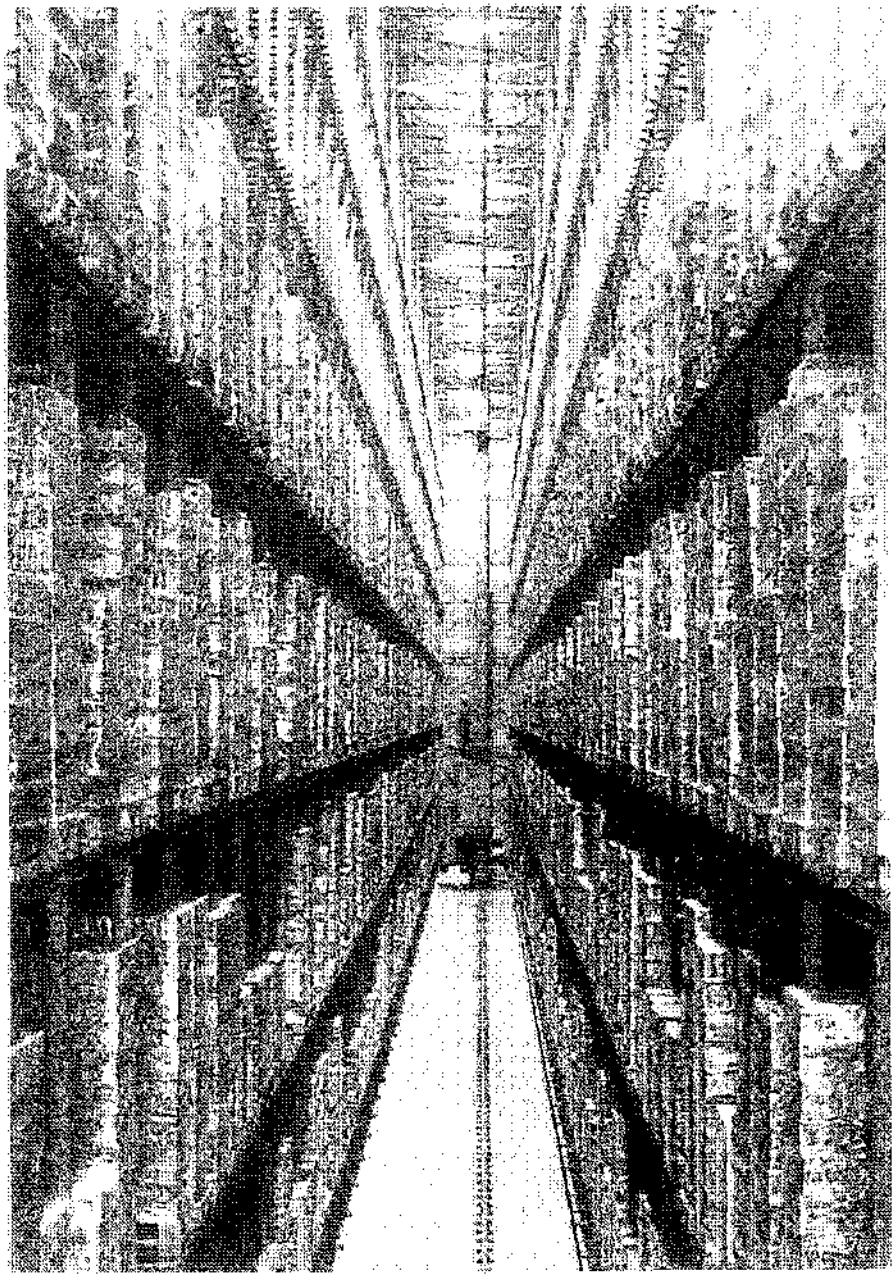


Fig. V.43 – Magazzino prodotti finiti della società Lavazza – avente la capacità di 10.800 unità di carico – servito da trasloelevatori automatici.

VI – Magazzini intensivi per unità di carico

VI.1. PREMESSA

In questo capitolo ci soffermeremo sui magazzini intensivi od a grande altezza (vale a dire, più alti di 12 m rispetto al piano pavimento), destinati a contenere unità di carico, in particolare palette o contenitori. Tali magazzini sono caratterizzati da elevati indici di utilizzazione superficiale e volumetrica, e questo è il principale motivo della loro notevole diffusione. Ma, oltre allo sfruttamento ottimale dello spazio, risultano pure ridotti i tempi operativi all'interno del magazzino, grazie anche all'impiego di mezzi di movimentazione automatici, poco ingombranti, veloci, in grado di operare ad altezze rilevanti.

Le modalità di stoccaggio più adottate nei magazzini intensivi comprendono gli scaffali a più piani, a gravità, passanti e ad elementi mobili. I mezzi di movimentazione più adatti sono i trasloelevatori (vd. capitolo V).

Ogni magazzino è caratterizzato da una zona di arrivo delle unità di carico, con eventuali postazioni di controllo e/o destinazione delle stesse; segue il magazzino vero e proprio; infine, l'area destinata alla preparazione delle partite che devono fuoriuscire e l'eventuale zona di carico dei mezzi di trasporto in uscita (fig. VI.1). In questa sede verrà presa in esame la sola fase di immagazzinamento.

VI.2. SCAFFALI A GRANDE ALTEZZA

La progettazione dei magazzini destinati a contenere un numero elevato di unità di carico si è andata sempre più rivolgendo verso disposizioni intensive di tali unità, basate sull'impiego di scaffalature le cui altezze superano in alcuni casi i 40 m rispetto al piano pavimento (platea di sostegno). Tali scaffalature possono essere installate in un apposito edificio costituito da strutture in cemento armato, prefabbricate oppure gettate in opera. Ma va sempre più affermandosi – specialmente nel caso di altezze superiori ai 16 m – l'impiego di scaffalature di magazzino autoportanti, atte cioè a sopportare anche la copertura e le pareti del magaz-

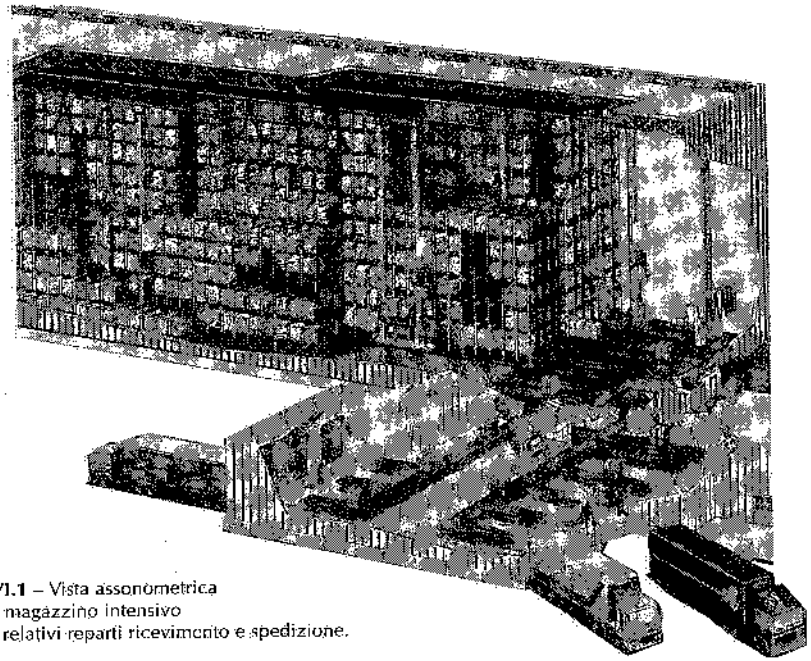


Fig. VI.1 – Vista assonometrica di un magazzino intensivo e dei relativi reparti ricevimento e spedizione.

zino (1): in altre parole, gli scaffali – sovente realizzati in profilati di acciaio (Fe 360), più raramente in cemento armato – non solo sono in grado di accogliere le unità di carico su più ripiani sovrapposti, ma costituiscono anche il sostegno delle pareti e della copertura dell'edificio (fig. VI.2).

In linea generale, si può dire che fino ad altezze di circa 16 m si può scegliere di volta in volta fra struttura autoportante e struttura dell'edificio indipendente dagli scaffali (e ciò in base a considerazioni di: costi di investimento, piano di ammortamento, previsione di riutilizzo futuro dell'edificio per altri impieghi, ecc.). Oltre i 16 metri la soluzione autoportante diventa via via più conveniente.

Gli elementi costitutivi degli scaffali metallici sono (fig. VI.3):

- i *montanti*, ovvero gli elementi verticali di sostegno, collegati trasversalmente fra di loro per mezzo di traverse e diagonali (controventature), così da costituire le fiancate o *spalle* della scaffalatura;
- i *correnti*, che collegano orizzontalmente le fiancate trasmettendo a queste le sollecitazioni dovute ai carichi;
- gli (eventuali) *elementi di appoggio* del carico o di collegamento fra i correnti (*rompitratta*): tali profilati di collegamento hanno normalmente un'altezza non superiore a quella dei correnti (e quindi vengono inseriti nell'ambito dell'ingombro in altezza dei correnti stessi); le funzioni di tali elementi sono le seguenti:

(1) Si può così fare a meno dei pilastri portanti in cemento armato, che costituiscono pur sempre un ingombro ed una perdita di spazio utile per l'immagazzinamento.

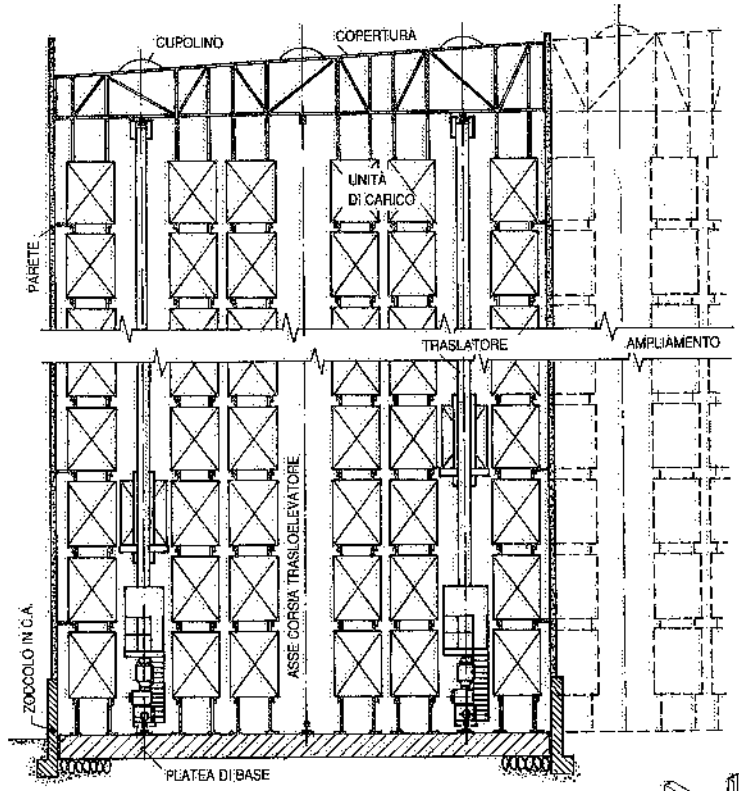


Fig. VI.2 – Magazzino autoportante a grande altezza: gli scaffali in acciaio – destinati allo stoccaggio di unità di carico – sopportano anche le pareti e la copertura.

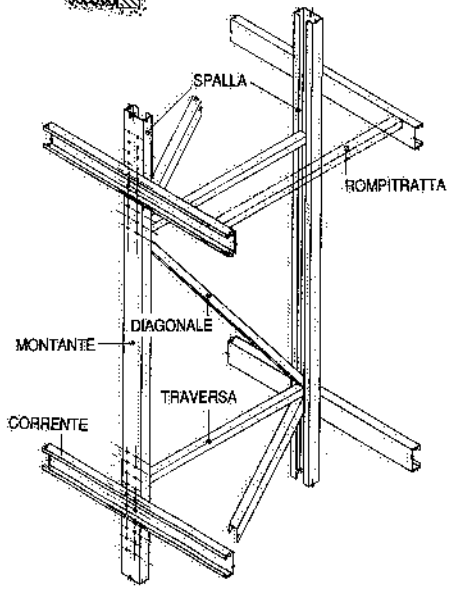


Fig. VI.3 – Principali elementi componenti di una scaffalatura in acciaio.

* supporto di contenitori che – per la configurazione degli appoggi inferiori – non possono essere sostenuti dai soli correnti;
* sostegno delle unità di carico (in particolare delle palette in legno che – con il tempo e con l'uso – tendono a flettere se sostenute soltanto dai correnti);
* supporto di ripiani continui, atti a consentire l'appoggio di colli o di particolari non raggruppati in unità di carico;
* controventatura fra i correnti di ogni piano (anche se, normalmente, la controventatura degli scaffali è affidata ad un'apposita struttura, come si dirà in seguito).

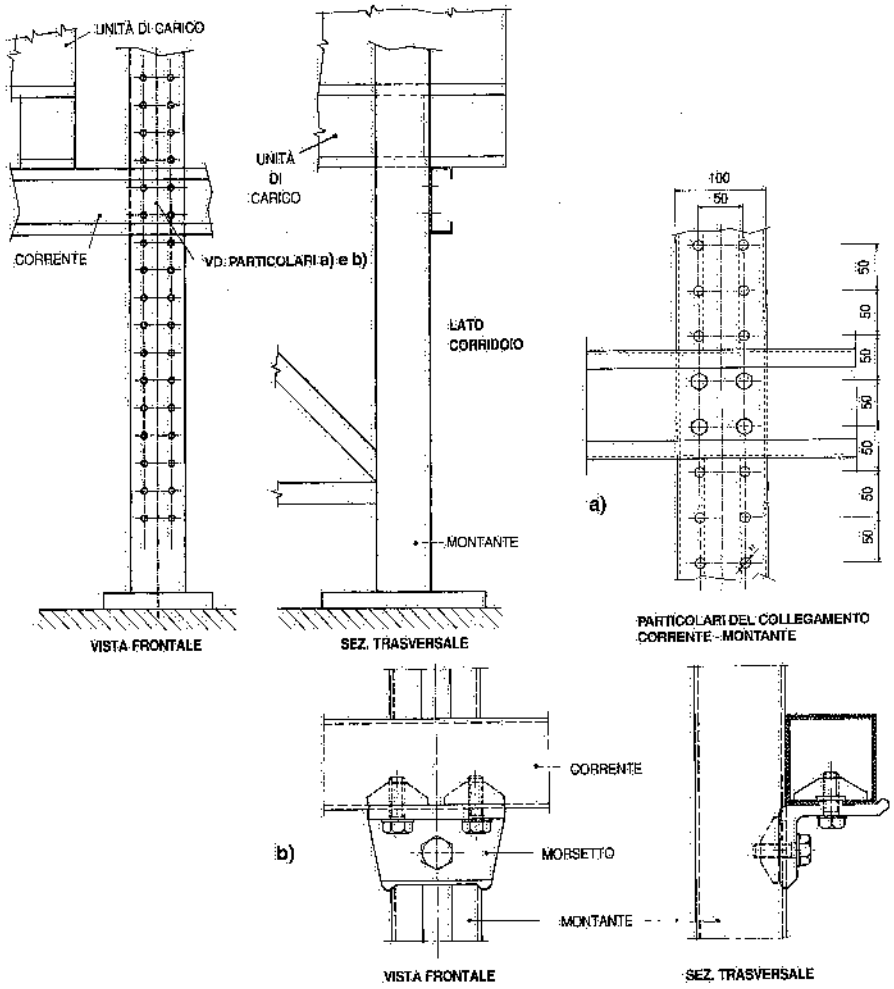


Fig. VI.4 – Esempi di fissaggio dei correnti ai montanti: a) mediante bulloni (passo di 50 mm); b) mediante staffaggio (possibile lungo tutto il montante).

Anziché con il sistema tradizionale della saldatura, il collegamento fra montanti e correnti è più spesso realizzato mediante bulloni, morsetti od altri sistemi di fissaggio atti a consentire eventuali spostamenti dei correnti (in conseguenza di variazioni apportate alle dimensioni in altezza delle unità di carico): infatti, se i correnti possono essere spostati in altezza, la luce libera fra un ripiano e l'altro non è più fissa ed invariabile, ma può essere modificata, ad esempio, di 100 in 100 mm o addirittura senza soluzione di continuità (ad eccezione di alcune posizioni in cui siano presenti controventi o calastrelli di irrigidimento). Si può dire che ogni costruttore abbia adottato una propria soluzione per tali collegamenti fra montanti e correnti, senza perdere di vista la rigidità dell'intera struttura e le esigenze di un montaggio facile e rapido dello scaffale.

La fig. VI.4 riporta due modalità di fissaggio dei correnti ai montanti, atte a consentire – all'occorrenza – spostamenti in altezza.

Le unità di carico sono disposte sui vari ripiani degli scaffali. Per delimitare nel senso della larghezza tali ripiani, si può prevedere un montante per ogni unità di carico (scaffalatura monoposto) oppure ogni due o più unità di carico (vd. figure VI.5 a-b-c-d): nel primo caso – a parità di peso e di dimensioni dei carichi – i montanti hanno un'incidenza ponderale ed un ingombro orizzontale complessivo maggiori rispetto a scaffali con vani a più posti; per contro, i correnti hanno una sezione resistente minore e quindi pesano meno e consentono uno sfruttamento migliore in altezza. Sempre nel caso di scaffalature monoposto, specialmente quando le unità di carico sono leggere e non deformabili, si può fare a meno dei correnti, prevedendo soltanto delle mensole laterali di appoggio (fig. VI.5d); ne consegue che la controventatura orizzontale delle scaffalature resta affidata ad un numero limitato di correnti.

Di volta in volta si tratta di individuare la soluzione ottimale di sistemazione delle unità di carico sui ripiani ovverosia nei vani dello scaffale. In linea generale, si può dire che la scaffalatura biposto, cioè con due unità di carico per ogni vano, è la più diffusa ed anche la più affidabile quando la movimentazione delle unità di carico è effettuata con mezzi automatici. La monoposto è altrettanto affidabile, ma se richiede correnti (e non solo mensole) per l'appoggio delle unità di carico, comporta – sempre in linea generale – pesi e quindi costi maggiori.

Un adeguato franco (100-150 mm) deve essere previsto fra le unità di carico ed i montanti, nonché fra la sommità delle unità di carico disposte sui ripiani ed il corrente del ripiano superiore: ciò al fine di consentire – senza urti né danni – l'introduzione e l'estrazione delle unità di carico. Ovviamente, quando i vani accolgono due o più unità di carico, anche fra queste ultime si deve lasciare un franco sufficiente a consentire l'inserimento e l'estrazione senza urtare o strisciare contro l'unità vicina (vd. figg. VI.6 b-c).

Se all'interno degli scaffali sono previsti erogatori dell'impianto antincendio (vd. capitolo XII) e gli stessi vengono a trovarsi dentro vani destinati alle unità di carico, occorre che i franchi (minimi) indicati sulle figure VI.6 siano assicurati anche nei confronti dei suddetti erogatori.

Quando le unità di carico hanno profondità maggiori di 1,5 m e pesi al di sopra di 800 kg_f oppure quando le unità di carico prelevate od immagazzinate contemporaneamente sono due (o più di due) nella direzione normale all'asse del corridoio, ossia in profondità rispetto al fronte dello scaffale (fig. VI.7), le forche dei mezzi di movimentazione hanno – com'è ovvio – dimensioni maggiori rispetto alla norma, in particolare per quanto riguarda lo spessore: si rende infatti necessaria una maggiore sezione resistente per limitare la freccia di inflessione delle forche stesse; le quali non

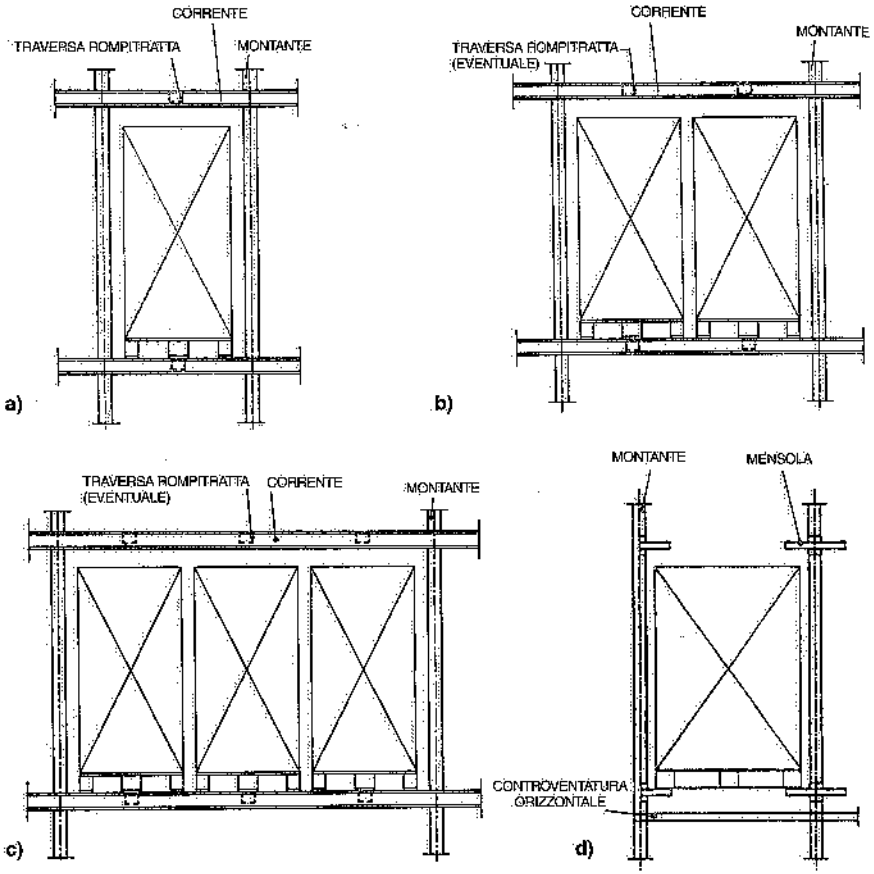


Fig. VI.5 – Scaffali in acciaio con vani atti a contenere una, due o tre unità di carico e con mensole per l'appoggio delle unità di carico.

possono di conseguenza entrare nel vano libero predisposto – in ogni unità di carico – per il loro inserimento.

In tali casi, per consentire l'introduzione delle forche, si installano, sopra i correnti, appositi profilati di altezza opportuna, correntemente denominati *stocchetti* (fig. VI.8).

Sulla fig. VI.9 sono evidenziati tre parametri caratteristici degli scaffali: l'*altezza* (distanza fra il piano pavimento ed il bordo superiore del più alto corrente), la *profondità* (distanza fra i bordi esterni dei correnti dei ripiani) ed il *passo* (interasse fra due montanti consecutivi).

Le scaffalature in cemento armato (prefabbricato o gettato in opera) sono costituite da pareti continue delimitanti, sul retro e sui fianchi, i vani riservati alle unità di carico; queste appoggiano su correnti in profilati d'acciaio (e relativi elementi di collegamento) passanti dentro appositi fori lasciati sulle pareti laterali oppure su mensole

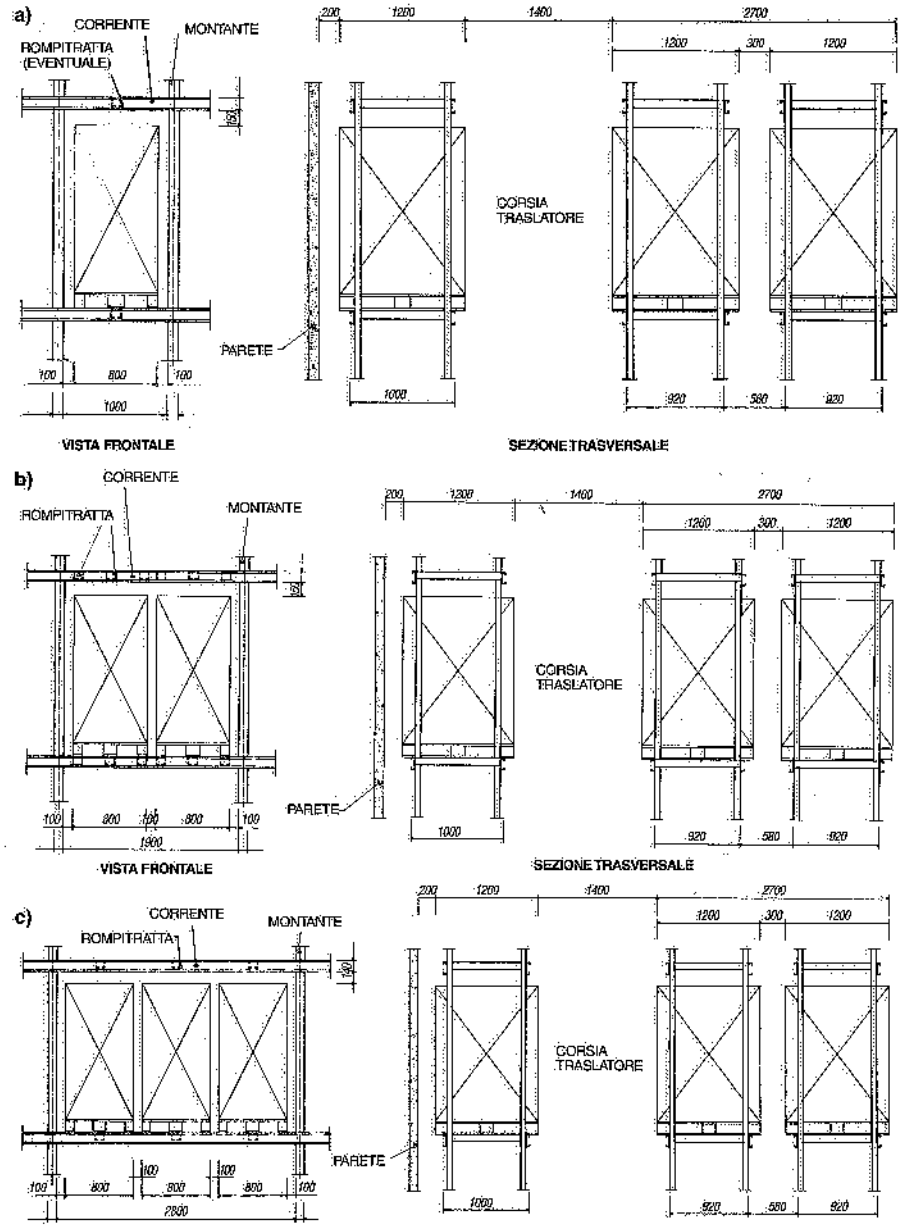


Fig. VI.6 – Indicazione dei franchi sovente previsti tra unità di carico e scaffali serviti da trasloelevatori.

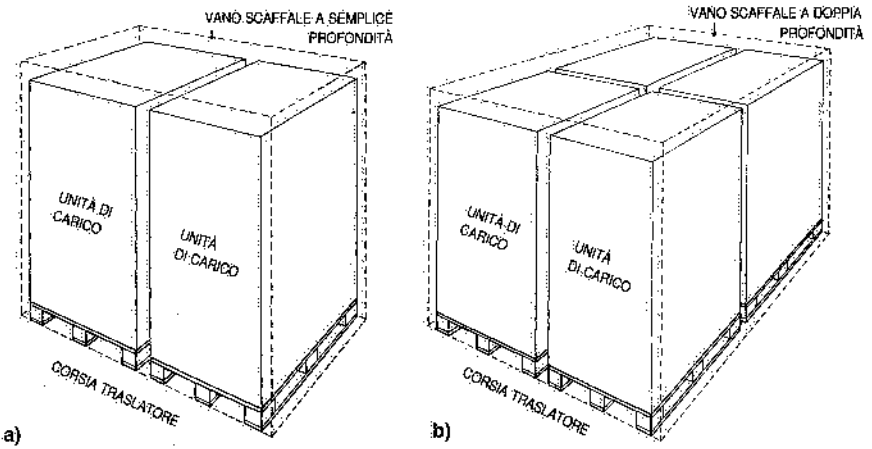


Fig. VI.7 – Sistemazione di unità di carico a semplice e doppia profondità.

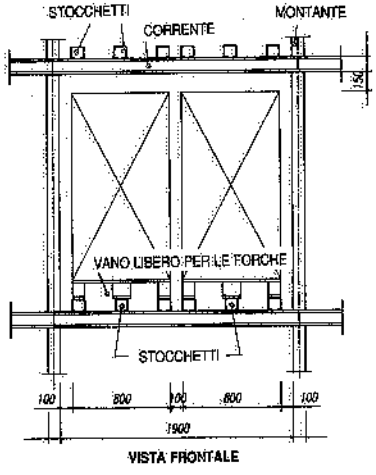


Fig. VI.8 – Per consentire l'inserimento, sotto le unità di carico, di forche aventi spessori maggiori di quelle normali, si prevedono, sui correnti, appositi sovralzi (stocchetti).

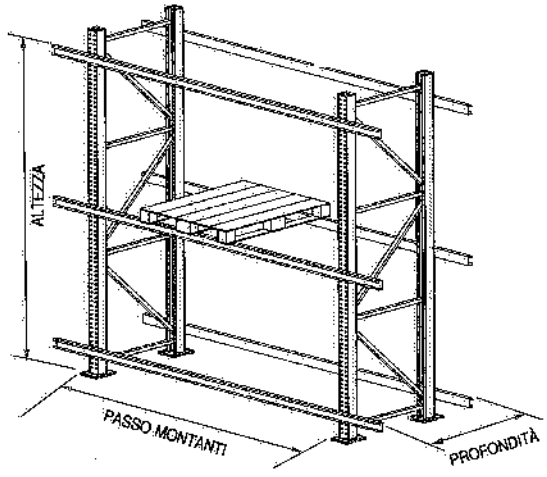


Fig. VI.9 – Passo, altezza e profondità di uno scaffale in acciaio.

in cemento armato previste lungo tali pareti (fig. VI.10), in analogia alle soluzioni citate per le scaffalature in acciaio. La scaffalatura viene completata superiormente con una soletta in cemento armato, adeguatamente impermeabilizzata ed eventualmente coibentata.

La scelta fra magazzini con scaffali, strutture portanti e chiusure in cemento

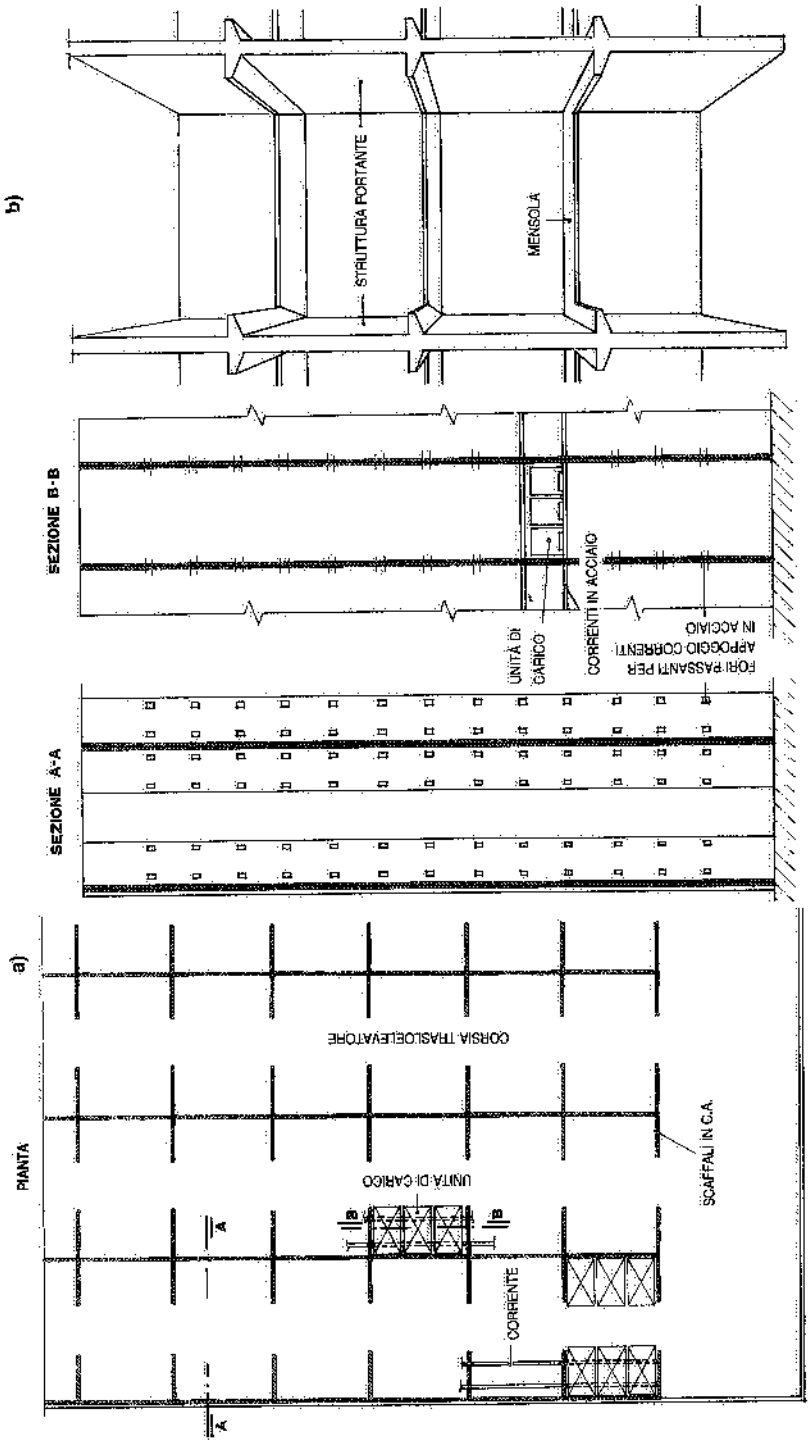


Fig. VI.10 – Scaffalature autoportanti in cemento armato: a) con correnti in profilati di acciaio; b) con mensole in cemento armato.

armato, magazzini con scaffalature e tamponamenti in acciaio e magazzini tradizionali (cioè con scaffali in acciaio e strutture portanti e di tamponamento in cemento armato), viene solitamente effettuata in base ai seguenti parametri (nell'ipotesi, ovvia, che le merci immagazzinate non vincolino già a priori la scelta):
- costo di realizzazione e di gestione (a quest'ultimo proposito si deve tenere conto del diverso periodo di ammortamento tra strutture in cemento armato ed in acciaio);
- comportamento al fuoco dei due tipi di strutture ed esigenze di contenimento della propagazione di eventuali incendi verso l'esterno del magazzino;
- aspetti assicurativi (le compagnie di assicurazione chiedono premi diversi a seconda del tipo di struttura portante).

VI.3. PROGETTAZIONE DELLE STRUTTURE PORTANTI

L'altezza degli scaffali ed i pesi che gravano sopra gli stessi e quindi sulla platea di base (realizzata sempre in cemento armato) richiedono progettazioni accurate: in proposito, la tabella VI.1 elenca le norme da tenere presenti fin dalla fase progettuale dei magazzini.

I carichi in gioco sono:
- il peso del materiale immagazzinato;
- il peso proprio delle strutture;
- il peso di impianti specifici (antincendio, climatizzazione, illuminazione, ecc.);
- il peso della copertura e relativo sovraccarico (nel caso in cui il tutto gravi sugli scaffali);
- i sovraccarichi dovuti a vento, neve, dilatazioni termiche delle strutture, cedimenti del terreno, ecc.;
- le sollecitazioni indotte dal movimento dei traslatori sulle vie di corsa a pavimento;
- lo sforzo orizzontale trasmesso dai trasloelevatori alla guida predisposta superiormente e fissata alle scaffalature.

Con riferimento alle scaffalature in acciaio, definiti le caratteristiche delle strutture (profili utilizzati, disposizione e tipologie di controventi e calastrelli, ecc.), i carichi in gioco e gli stati di tensione ammissibili, si procede alla verifica dei correnti e dei montanti, dei controventi longitudinali e trasversali e dei calastrelli.

Circa le controventature, precisiamo che, in genere, si sviluppano come esemplificato in fig. VI.11 e cioè:
- in corrispondenza delle testate degli scaffali e di tutte le spalle o fiancate intermedie (controventatura verticale);
- in corrispondenza del primo e dell'ultimo ripiano di scaffale e – quando l'altezza lo richiede – in uno o più piani intermedi (controventatura orizzontale);
- sul fronte posteriore di alcuni vani di scaffale (in particolare, di quelli di testata), per tutta l'altezza dello scaffale stesso (controventatura longitudinale).

Per quanto riguarda il calcolo della platea di base in cemento armato, si devono considerare i carichi più sopra elencati, nonché quelli indotti dai mezzi di movimentazione adottati nel magazzino.

Le operazioni di deposito e di prelievo delle unità di carico, effettuate da mezzi di movimentazione automatizzati (trasloelevatori e carrelli a forche a grande altezza di sollevamento), esigono la massima precisione costruttiva degli scaffali (parallelismo, verticalità, allineamento dei montanti, complanarità dei supporti delle unità di carico). Conseguentemente, difetti di costruzione e montaggio e deformazioni elasti-

Tabella VI.1 – Norme di riferimento per il calcolo degli scaffali.

* **Legge 5 novembre 1971, n. 1086:**
"Norme per la disciplina delle opere di conglomerato cementizio armato, normale e precompresso ed a struttura metallica".

* **Legge 2 febbraio 1974, n. 64:**
"Provvedimenti per le costruzioni con particolari prescrizioni per le zone sismiche".

* **Decreto ministeriale 3 marzo 1975:**
"Disposizioni concernenti l'applicazione delle norme tecniche per le costruzioni in zone sismiche".

* **Decreto ministeriale 3 ottobre 1978:**
"Criteri generali per la verifica della sicurezza delle costruzioni e dei carichi e sovraccarichi".

* **Decreto ministeriale 12 febbraio 1982:**
Aggiornamento delle norme tecniche relative a "Sicurezza delle costruzioni e dei carichi e sovraccarichi".

* **Circolare ministeriale n. 22631 del 24 maggio 1982:**
"Istruzioni relative ai carichi e sovraccarichi ed ai criteri di sicurezza delle costruzioni".

* **Decreto ministeriale 27 luglio 1985:**
"Norme tecniche per l'esecuzione delle opere in cemento armato normale e precompresso e per le strutture metalliche".

Decreto ministeriale 24 gennaio 1986:
"Norme tecniche relative alle costruzioni sismiche".

* **Decreto ministeriale 14 febbraio 1992:**
"Norme tecniche per l'esecuzione delle opere in cemento armato normale e precompresso e per le strutture metalliche".

* **Circolare ministero LL.PP. n. 37406 del 24 giugno 1993:**
"Legge 5 novembre 1971, n. 1086: istruzioni relative alle norme tecniche per l'esecuzione delle opere in cemento armato normale e precompresso e per le strutture metalliche, di cui al D.M. 14 febbraio 1992".

* **CNR 10025/84:**
"Progettazione di strutture d'acciaio".

* **CNR-UNI 10022/85:**
"Profili formati a freddo: istruzioni per l'impiego nelle costruzioni".

* **UNI 10029/87:**
"Lamiere di acciaio laminate a caldo".

* **CNR-UNI 10011/88:**
"Costruzioni di acciaio: istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione".

***UNI EN 528/97:**
"Trasloelevatori – Sicurezza".

* **Decreto ministeriale 9 gennaio 1996:**
"Norme tecniche per l'esecuzione delle opere in cemento armato normale e precompresso per le strutture metalliche".

* **Decreto ministeriale 16 gennaio 1996:**
"Norme tecniche relative ai criteri per la verifica delle costruzioni e dei carichi e sovraccarichi".

* **Norme FEM:**
"Regole di calcolo per scaffali e traslatori".

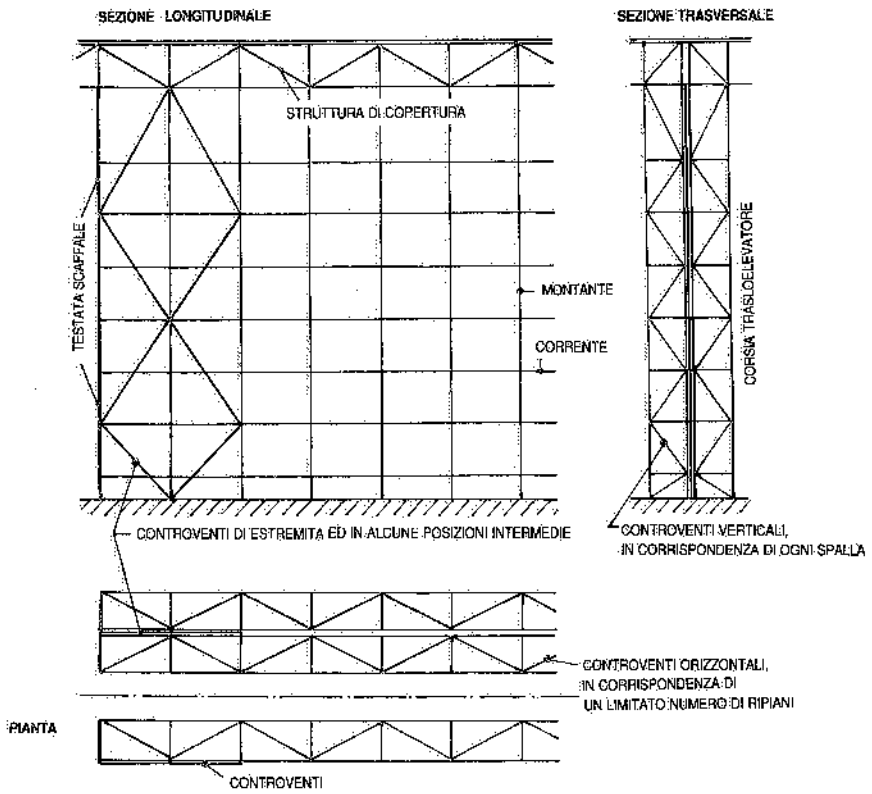


Fig. VI.11 – Principali tipi di controventature negli alti scaffali.

che sotto carico devono essere contenuti entro limiti precisi. È consigliabile controllare il rispetto delle prestabilite tolleranze di costruzione già in officina, sulle parti preassemblate delle scaffalature; parti che vengono poi protette, normalmente, con zincatura a caldo (2).

Le tolleranze da prendere in considerazione e da rispettare nel caso dei magazzini intensivi sono precisate nella norma FEM 9831, alla quale si fa costante riferimento.

Tale norma indica anzitutto le tolleranze sulla complanarità della platea di fondazione in condizioni di ultimata costruzione ed a pieno carico. Quindi fornisce franchi e tolleranze relativi alle scaffalature; in particolare, precisa:
a) il massimo errore sulla verticalità e rettilinearità dei montanti;
b) la massima tolleranza sul passo dei montanti;

(2) Il trattamento di zincatura prevede in genere (vd. norma CNR-UNI 10011):
– preparazione chimica e/o meccanica delle superfici al fine di garantire la corretta applicazione dello strato protettivo;
– zincatura a caldo ad immersione con massa minima dello strato di zinco di 500 g/m².

c) il massimo errore in altezza dei piani di sostegno delle unità di carico rispetto ad un piano di riferimento;
d) il massimo errore sulla rettilinearità delle corsie e sulla lunghezza del corridoio tra gli scaffali rispetto alla quota teorica.

Sotto ogni montante degli scaffali viene saldata una piastra di ripartizione in acciaio, la superficie e lo spessore della quale dipendono dalla pressione specifica consentita sulla platea (normalmente non più di 30 bar). Tali piastre sono ancorate alla platea in vari modi, fra i quali citiamo i seguenti:
– bulloni ad espansione (fig. VI.12 a-b): in questo caso, eventuali limitati difetti di complanarità del pavimento sono ovviati, in fase di montaggio, mediante l'inserimento di elementi in lamiera d'acciaio sotto la piastra di ripartizione;
– dispositivi regolabili in altezza e saldati – a loro volta – su piastre d'acciaio imbullonate alla platea (fig. VI.12 c);
– profilati annegati nel pavimento (travi HEA, angolari, halfen) e preventivamente livellati (fig. VI.12 d).

VI.4. IMPIANTO DI MESSA A TERRA

Per proteggere persone e cose dai pericoli di folgorazione conseguenti alla utilizzazione dell'energia elettrica, si ricorre all'isolamento ed alla messa a terra.

L'isolamento si realizza interponendo tra gli elementi ordinariamente in tensione (parti attive) e le persone che potrebbero venire a contatto con gli stessi, opportuni materiali dielettrici (isolanti), tali da costituire una rilevante resistenza al passaggio di corrente; in alternativa, si installano dielettrici tra le persone e la terra. Entrambe le soluzioni assicurano che l'intensità di corrente che si deriva attraverso il corpo umano non superi il valore limite di pericolosità.

La messa a terra consiste nel collegare elettricamente con la terra le parti metalliche che – a seguito di un cedimento dell'isolamento degli impianti elettrici – possano acquistare una differenza di potenziale rispetto alla terra. In pratica, la messa a terra consiste nel collegare le masse da proteggere (3) con conduttori elettrici (denominati *conduttori di protezione*), di sezione adeguata, a loro volta collegati a *dispersori* ovverosia a corpi metallici in intimo contatto con il terreno (fig. VI.13).

La norma CEI 64-8 fornisce indicazioni in merito alla progettazione ed all'installazione degli impianti di terra. In particolare, precisa i tipi, i materiali e le modalità di posa dei diversi componenti; qui ci limitiamo a ricordare che, in base all'art. 324 del D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, i conduttori di protezione devono avere una sezione non inferiore a 16 mm² se di rame, ed a 50 mm² se di acciaio zincato a caldo.

Secondo la suddetta norma CEI, gli scaffali metallici dei magazzini non sono da considerare masse, a meno che siano utilizzati per sopportare cavi od altre apparecchiature che presentino tra parti attive e scaffalature soltanto l'isolamento principale: limitatamente a situazioni del genere (che peraltro si cerca sempre di evitare), gli scaffali metallici devono essere collegati all'impianto di terra: la fig. VI.14 schematizza tale eventuale integrazione.

(3) La norma CEI 64-8 definisce *massa* la parte conduttrice accessibile di un impianto elettrico o di un apparecchio utilizzatore che normalmente non è in tensione, ma che può andare in tensione in caso di cedimento dell'isolamento principale contro i contatti diretti ed indiretti.

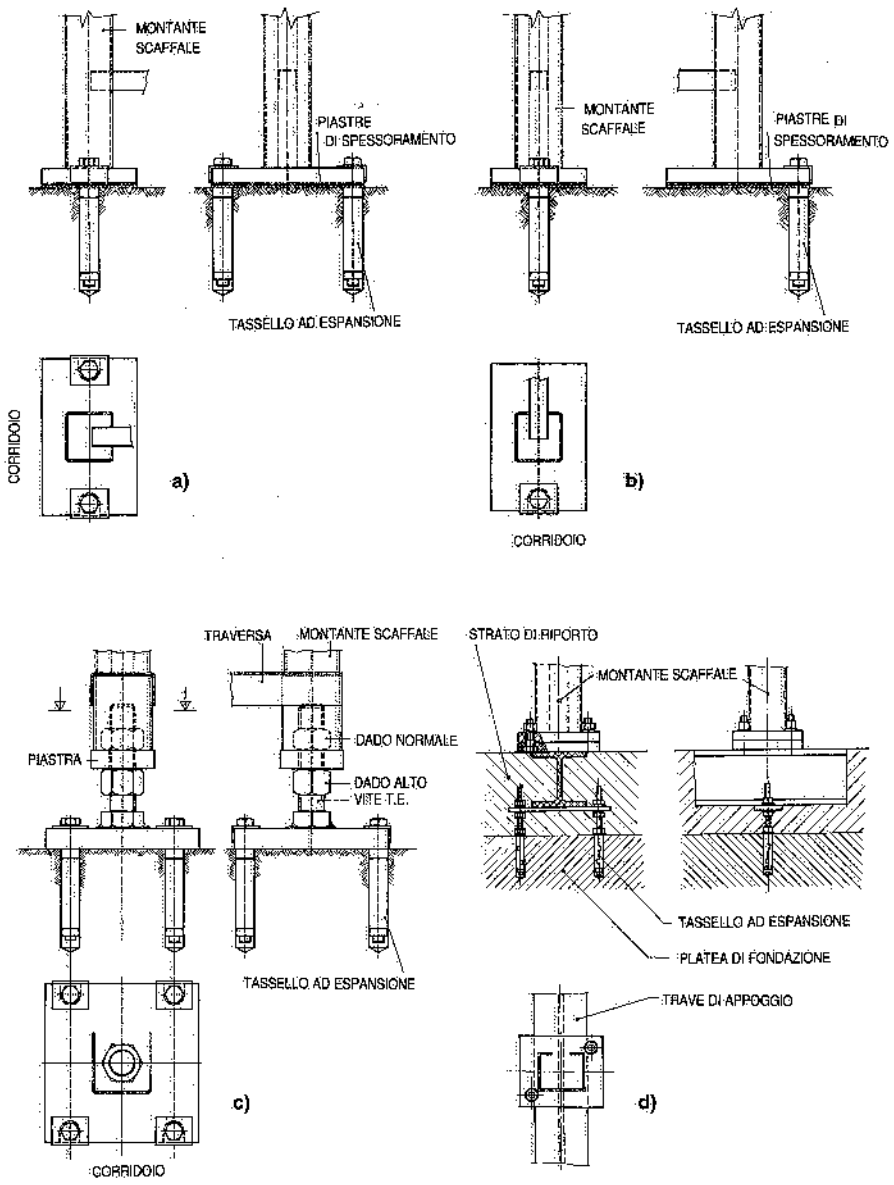


Fig. VI.12 – Ancoraggio a pavimento dei montanti di scaffali in acciaio mediante:
a) bulloni ad espansione (due per ogni montante);
b) bulloni ad espansione (uno per ogni montante);
c) dispositivi regolabili in altezza;
d) profilati installati a filo pavimento.

Infine, se l'edificio deve essere dotato di impianto di protezione contro le scariche atmosferiche (vd. paragrafo successivo), le scaffalature metalliche di notevole estensione e parallele alle calate, vanno collegate elettricamente a tale impianto.

VI.5. GABBIA DI FARADAY

Il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547 prescrive (art. 38) la protezione contro le scariche atmosferiche dei magazzini per prodotti infiammabili, incendiabili od esplodenti, nonché – a seguito del successivo D.P.R. 26 maggio 1959, n. 689 – dei seguenti depositi:
- bombole di gas combustibili,
- idrocarburi infiammabili,
- carte e cartoni,
- fibre tessili vegetali ed artificiali.

E l'art. 39 del succitato D.P.R. 547/1955 detta: "le strutture metalliche degli edifici di notevoli dimensioni devono risultare collegate elettricamente a terra in modo da garantire la dispersione delle scariche atmosferiche".

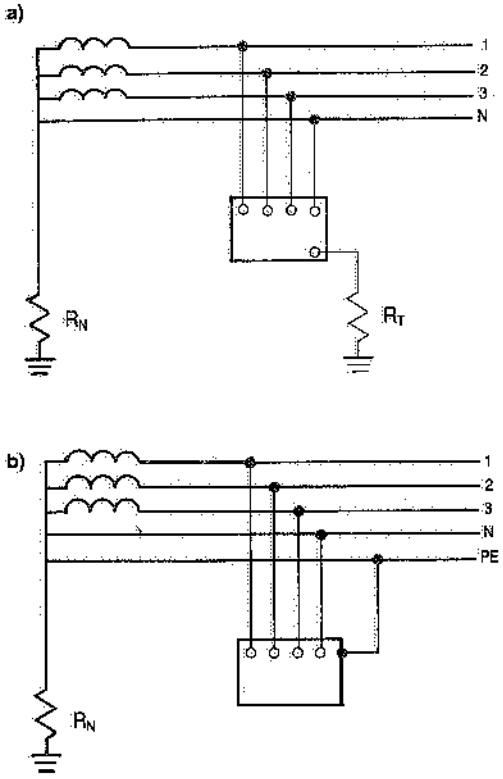


Fig. VI.13 – Messa a terra per la protezione contro i contatti indiretti:
a) sistema TT: le masse sono collegate ad un impianto di terra locale (R_T), elettricamente indipendente da quello del collegamento a terra del sistema elettrico (R_N);
b) sistema TN: le masse sono collegate – tramite un conduttore di protezione (PE) – al neutro, il quale è, a sua volta, collegato a terra (R_N).

Per tutti gli altri magazzini, la protezione contro le scariche elettriche di origine atmosferica può essere prescritta dal competente Comando provinciale del Corpo dei Vigili del Fuoco. Ovviamente, tale discrezionalità tiene conto delle conseguenze derivanti da eventuali fulmini, così come non può prescindere dalla constatazione che nei magazzini automatici non è di solito prevista la presenza di persone.

Gli impianti di protezione contro i fulmini prevedono un collegamento elettrico a terra delle strutture metalliche presenti nell'edificio, tale da garantire la dispersione delle scariche atmosferiche: le modalità di realizzazione di tali impianti sono riportate nella norma CEI 81-1.

Un impianto del genere è costituito dai seguenti componenti principali:
- organi di captazione,
- conduttori di discesa o calate,
- dispersori.

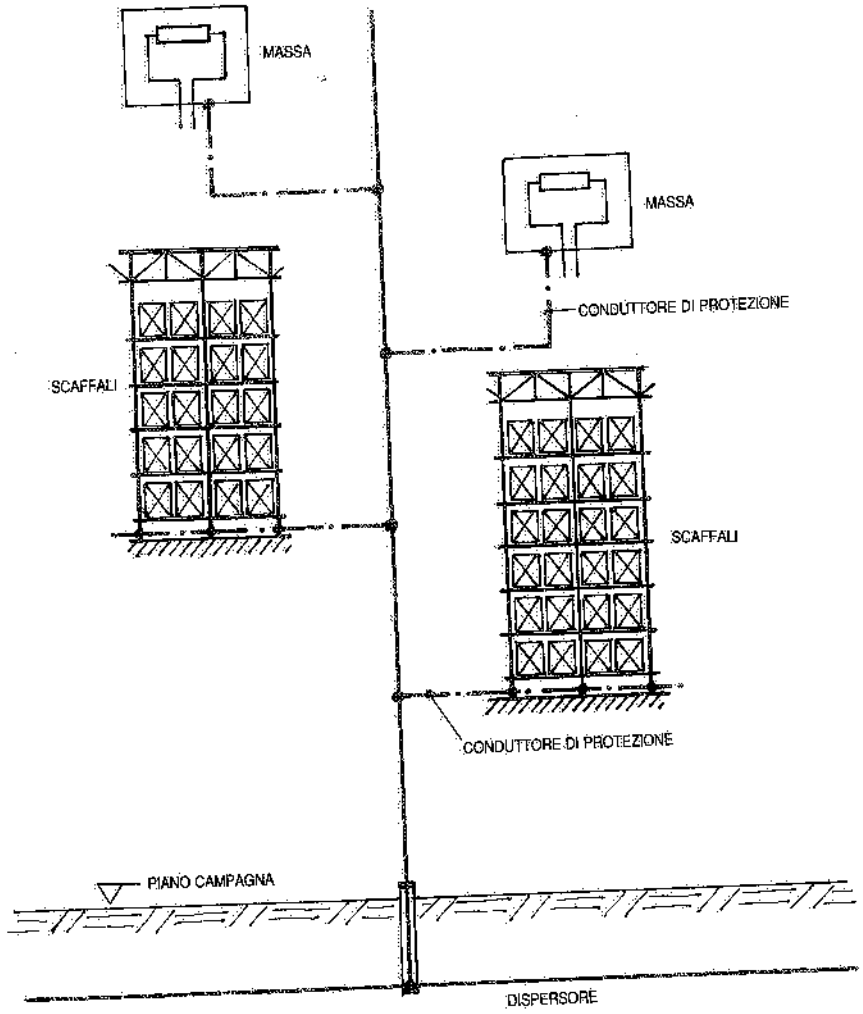


Fig. VI.14 – Impianto di terra cui devono essere collegate le scaffalature in profilati di acciaio presenti nell'edificio industriale qualora le stesse costituiscano delle "masse".

Negli impianti industriali – ed in particolare nel caso dei magazzini – gli organi di captazione sono costituiti da conduttori connessi fra di loro in modo da formare "maglie" di dimensioni opportune (fig. VI.15); a tale tipo di captatore a maglia si dà correntemente il nome di *gabbia di Faraday*. La citata norma CEI 81-1 precisa le dimensioni minime degli organi di captazione (tab. VI.II); indica inoltre le dimensioni massime dei lati delle maglie nel caso che i captatori siano appoggiati sulla copertura

e nessun corpo metallico venga a trovarsi al di sopra della magliatura: tali dimensioni dipendono dalla categoria dell'impianto di protezione, determinata in base al numero probabile di fulmini che può colpire l'edificio da proteggere ed all'entità media del danno previsto: la norma considera quattro categorie di impianto, individuate con i numeri romani I-II-III-IV, ognuna delle quali assicura un determinato livello di protezione; ad ogni categoria corrispondono prestabilite dimensioni massime delle maglie dei captatori appoggiati sopra l'edificio da proteggere (tab. VI.III).

I *conduttori di discesa* collegano gli organi di captazione con i dispersori e sono costituiti da elementi metallici, resistenti alla corrosione, all'uopo installati, oppure da tubazioni, pluviali, pilastri in acciaio, montanti di scaffali in acciaio o, ancora, ferri di armatura dei pilastri in cemento armato (4). La norma CEI 81-1 indica le dimensioni minime da prevedere per le calate costituite da nastri, conduttori cordati o tondini (tab. VI.II).

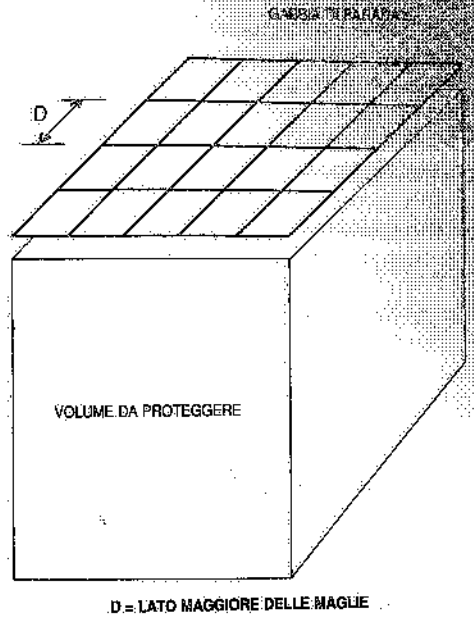


Fig. VI.15 – Organo di captazione a maglie.

A loro volta, i *dispersori* – cui si collegano i conduttori di discesa – sono elementi metallici interrati atti a disperdere le correnti elettriche nel terreno; possono essere rea-

Tabella VI.II – Dimensioni minime per organi di captazione e di discesa previsti *ad hoc*.

Tipo di elettrodo	Materiale		
	Acciaio zincato a caldo	Alluminio	Rame
Nastro - spessore (mm) sezione (mm^2)	2 60	3 90	2 40
Corda o tondino - sezione (mm^2)	50	70	35

(4) I ferri di armatura delle strutture in cemento armato possono essere utilizzati come conduttori di discesa purché sussista la continuità elettrica.

Tabella VI.III – Categorie di impianti di protezione, livelli di protezione e dimensioni massime dei lati di magliatura per captatori appoggiati.

Categoria	Livello di protezione	Dimensione max dei lati delle maglie
I	98%	2 m
II	95%	10 m
III	90%	16 m
IV	80%	20 m

lizzati con nastri, corde o tondini disposti ad anello attorno all'edificio da proteggere, ad una profondità non minore di 0,5 m e – possibilmente – a circa 1 m dalle strutture edilizie; tali dispersori devono avere le dimensioni minime indicate nella tab. VI.IV.

In alternativa, si possono prevedere dispersori a picchetto (fig. VI.16) direttamente collegati alle calate; tali picchetti devono essere comunque predisposti allorquando non è possibile interrare il dispersore ad anello per tutto il perimetro dell'edificio.

Vediamo, a titolo indicativo, una possibile configurazione di gabbia di Faraday per un magazzino intensivo il cui livello di protezione sia classificabile di III categoria (fig. VI.17).

Sul tetto del fabbricato vengono installati piatti in acciaio zincato a caldo od in rame, di sezione rispettivamente pari a 60 o 40 mm^2 (spessore 2 mm in entrambi i casi), disposti in modo da formare tante maglie quante ne occorrono per interessare tutta la copertura: in base alla norma CEI 81-1, il lato maggiore di tali maglie (ove le stesse siano rettangolari) non deve superare i 16 m. I nodi perimetrali delle maglie vengono collegati a calate costituite da nastri uguali a quelli che formano le maglie di copertura. A loro volta, le calate raggiungono altrettanti picchetti interrati oppure un dispersore ad anello. Per collegare gli scaffali metallici a tale impianto di protezione, si installano conduttori (analoghi a quelli costituenti le calate) sul pavimento del magazzino, direttamente collegati da una parte ai picchetti o all'anello esterno, dall'altro ad alcuni montanti degli scaffali stessi, ad esempio le "spalle" (5).

Tabella VI.IV – Dimensioni minime dei dispersori.

Tipo di elettrodo	Acciaio zincato a caldo	Rame
Nastro - spessore (mm) sezione (mm^2)	3 100	3 50
Corda o tondino - sezione (mm^2)	50	35
Picchetto a tubo - ∅ esterno (mm) spessore (mm)	40 2,5	30 3
Picchetto massiccio - ∅ (mm)	20	15

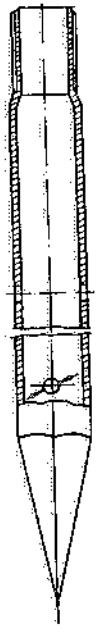


Fig. VI.16 – Esempio di dispersore a picchetto.

(5) È indispensabile che i vari elementi che compongono le strutture verticali delle scaffalature – in particolare le «spalle» – siano elettricamente collegati fra di loro (fig. VI.18).

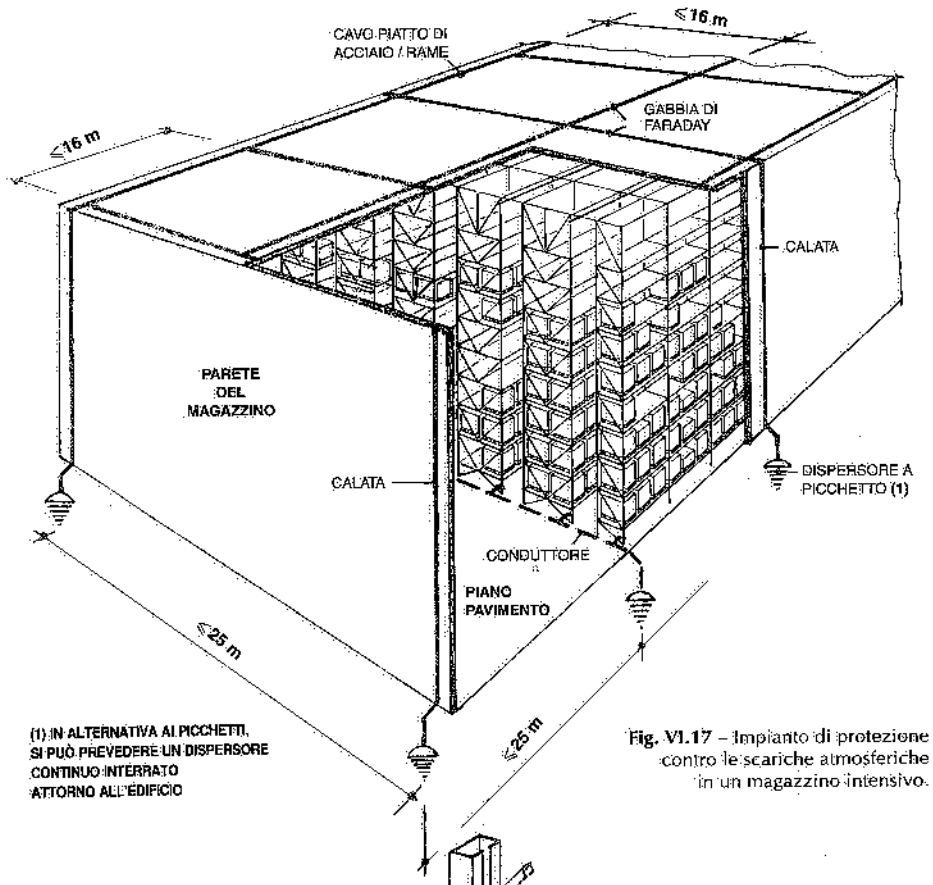


Fig. VI.17 – Impianto di protezione contro le scariche atmosferiche in un magazzino intensivo.

Gli impianti di messa a terra e di protezione contro le scariche atmosferiche devono essere denunciati alla A.S.L. competente per territorio entro trenta giorni dalla messa in servizio e successivamente controllati con frequenza non superiore a due anni.

Ricordiamo infine che i progetti dei magazzini intensivi devono essere sottoposti al preventivo esame del competente Comando provinciale dei Vigili del Fuoco, al quale dovrà poi essere richiesta la visita di collaudo ad impianto ultimato (artt. 36-37-38 del D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547).

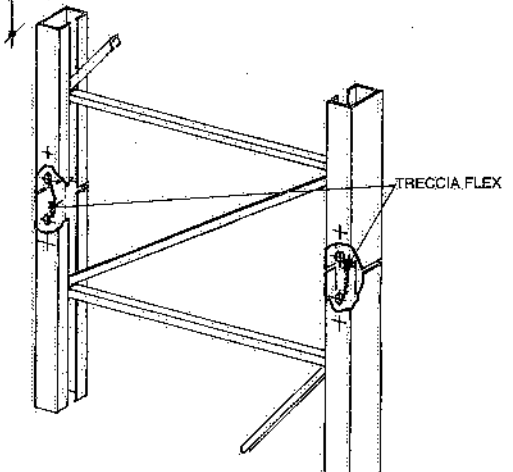


Fig. VI.18 – Particolare di collegamento elettrico tra gli elementi costituenti i montanti degli scaffali.

VI.6. COPERTURE E PARETI

Come già detto, le scaffalature autoportanti sostengono anche le pareti e la copertura del magazzino. A titolo indicativo, descriviamo una possibile composizione di tali manufatti, procedendo dall'interno verso l'esterno:

a) *copertura* (fig. VI.19a): lamiera grecata in acciaio zincato, eventuale barriera al vapore, spalmatura a caldo di bitume, pannello termoisolante avente caratteristiche atte a mantenere entro limiti prestabiliti le condizioni climatiche richieste nel magazzino (6), spalmatura a caldo di bitume, guaina base velovetro (membrana prefabbricata con supporto in poliestere), guaina in "non tessuto" poliestere ardesiata (membrana prefabbricata con supporto in poliestere ricoperto superiormente da scaglie di ardesia);

b) *pareti* (fig. VI.19b): lamiera grecata o a doghe, in acciaio zincato ed eventualmente preverniciata sulla faccia a vista, pannello termoisolante di adeguate caratteristiche con applicazione di guaina base velovetro, lamiera esterna grecata in acciaio o in alluminio preverniciato poliestere.

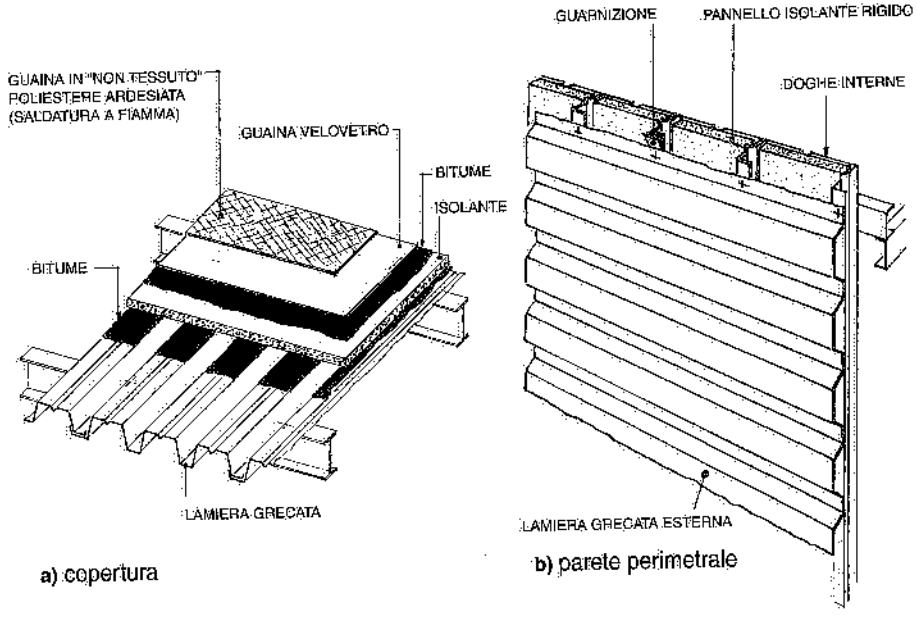


Fig. VI.19 – Esempio di copertura e parete per magazzini autoportanti.

(6) Poiché le condizioni climatiche all'interno di un edificio dipendono in misura rilevante dalla resistenza termica delle strutture di chiusura di quell'edificio (vd. capitolo 13, § 4 C), si ricorda che tale resistenza è connessa in modo particolare alle seguenti proprietà del materiale utilizzato come isolante: densità, conducibilità termica, resistenza alla diffusione del vapore acqueo (dipende dallo spessore del pannello), assorbimento di acqua. Adatti allo scopo sono i pannelli di lana di roccia o di vetro ad alta densità ed i pannelli composti da più componenti, quali roccia vulcanica espansa, fibre di vetro e leganti asfaltici. Si sconsiglia l'impiego di schiume poliuretaniche in quanto, in caso di incendio, sviluppano gas tossici.

La fig. VI.20 riporta un'altra configurazione degli elementi di copertura e di chiusura perimetrale.

La scelta delle tipologie costruttive è fatta di volta in volta in base alle condizioni ambientali richieste nel magazzino ed ai costi connessi al loro mantenimento. Basti pensare a merci che richiedano, all'interno del magazzino, temperature ed umidità costanti ed impegnative (ad esempio, 8°C di temperatura e 55% di umidità relativa): non c'è dubbio che i manufatti perimetrali e di copertura dovranno essere dotati di barriera al vapore, che i pannelli isolanti saranno costituiti da materiali aventi proprietà adeguate e che si dovranno evitare o ridurre al minimo i ponti termici.

È inoltre importante che il materiale con cui sono realizzati i pannelli isolanti non sia soggetto, con il tempo, a degrado o declassamento. Si evidenzia, infine, che la copertura deve essere non solo incombustibile, ma anche pedonabile.

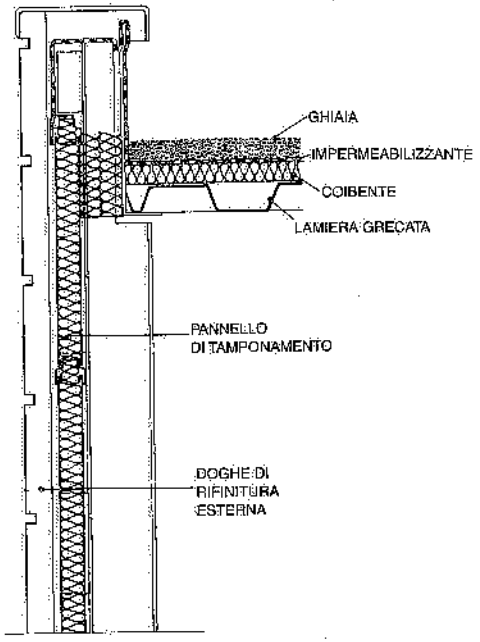


Fig. VI.20 – Altro esempio di copertura e parete esterna per edifici industriali.

Oltre alle pareti ed alla copertura, le scaffalature del magazzino devono anche sostenere l'impianto antincendio (vd. capitolo XII), gli eventuali canali di ventilazione o condizionamento, gli impianti elettrici, nonché le controventature di sommità: quest'ultima orditura costituisce il sostegno della copertura del magazzino, ha una funzione di irrigidimento ed è configurata in modo tale da assicurare una adeguata pendenza di falda al tetto (0,5÷2%). Ricordiamo ancora che sulla copertura si ricavano lucernari in plexiglas o in policarbonato, quadrati o rettangolari (fig. VI.21), con lati di dimensioni variabili in genere da 1 a 2 m e in numero tale che la loro area complessiva sia almeno pari al 2-3% della superficie in pianta del magazzino.

La funzione di tali lucernari è essenzialmente quella di consentire l'evacuazione del fumo prodotto da un eventuale incendio: secondo un criterio piuttosto diffuso, almeno un terzo dei suddetti lucernari dovrebbe essere dotato di dispositivo per l'apertura automatica (rivelatore di fumo o fusibile a temperatura prestabilita), mentre gli altri due terzi dovrebbero essere apribili mediante comando manuale.

VI.7. NORME DI SICUREZZA

Nei magazzini intensivi devono essere rispettate numerose norme di sicurezza. Citiamo le più comuni:

– i corridoi in cui operano i mezzi di movimentazione automatici devono essere isolati – per tutta la loro lunghezza – mediante recinzioni in rete metallica, alte almeno 2 m ed installate fra gli scaffali (fig. VI.22); in tal modo, nessuno può

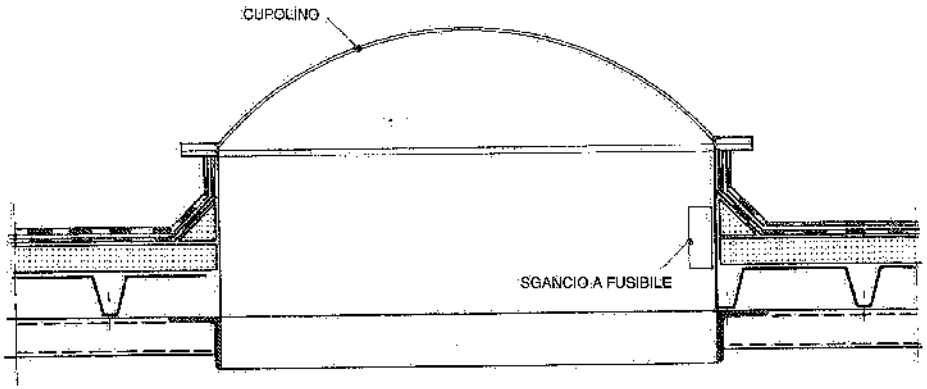


Fig. VI.21 – Lucernario per magazzini intensivi.

entrare all'interno dei corridoi, se non passando per porte la cui apertura blocca automaticamente il funzionamento dei mezzi di trasporto;
- passerelle di ispezione e manutenzione, scale di accesso agli impianti ed al tetto, zone di passaggio o di sosta per i visitatori (fig. VI.22), devono essere conformi alle norme antinfortunistiche: in particolare, dotate di arresto al piede alto 150 mm e di almeno due mancorrenti, uno di altezza non inferiore a 1 m, l'altro intermedio (vd. fig. 13.51);
- le predisposizioni antincendio devono soddisfare le raccomandazioni esposte nel capitolo XII.

VI.8. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: IMA, Industria Meccanica Arcorese – Impresa Barberis – Lyto's – Ponteggi Dalmine – Torri.

Carrescia Vito, *"Elettroquesiti"*, La Scientifica, Torino.

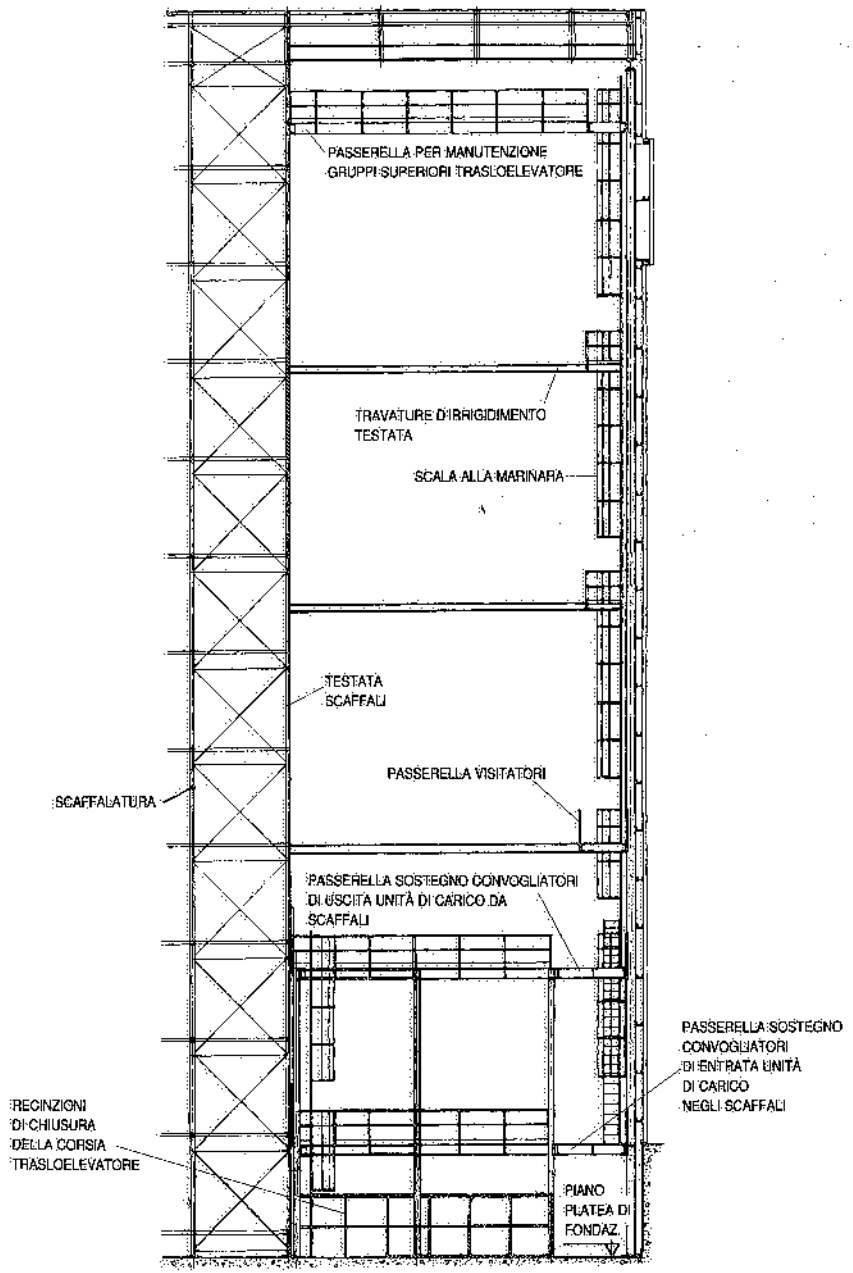


Fig. VI.22 – Recinzioni di sicurezza, passerelle varie e scale di servizio in un magazzino intensivo.

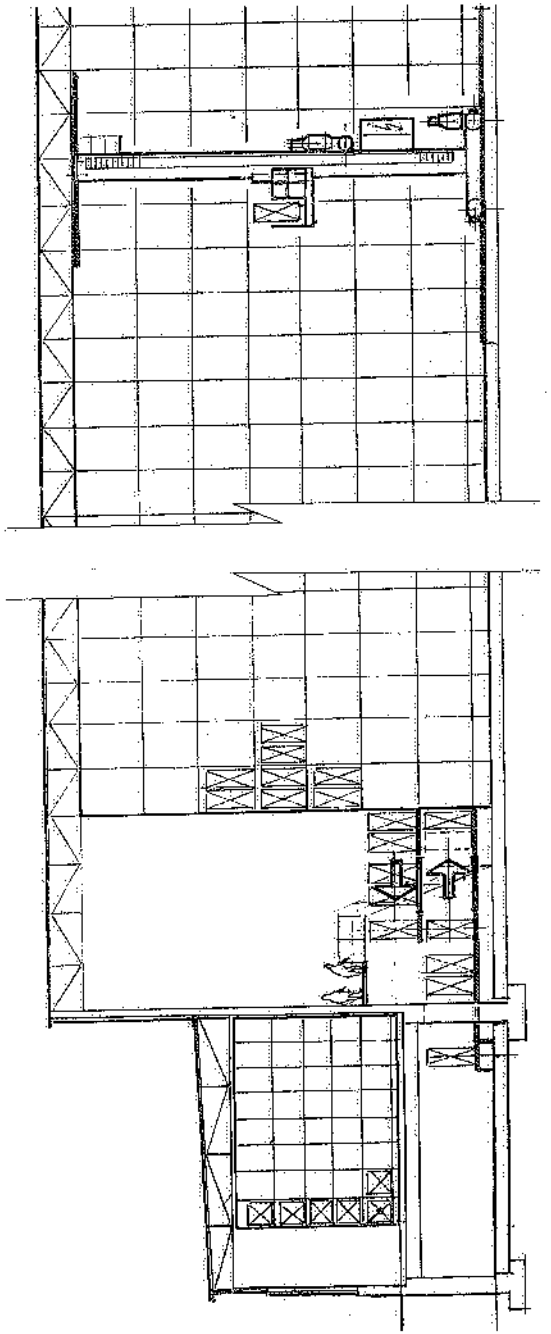


Fig. VI.23 – Sezione longitudinale di un magazzino intensivo per unità di carico, gestito da trasloelevatori automatici.

VII – Soluzioni di magazzini in funzione del picking

Nei capitoli IV e V dedicati rispettivamente ai carrelli ed ai trasloelevatori, abbiamo già avuto modo di evidenziare la possibilità di effettuare – con quei mezzi di movimentazione – operazioni di picking ovverosia di "rottura" delle unità di carico al fine di costituire raggruppamenti di materiali diversi, destinati a soddisfare determinati ordini di spedizione o di lavorazione.

Ci proponiamo qui di esaminare altre soluzioni di picking a complemento di quanto esposto in quei capitoli, precisando che, in questa sede, non ci riferiamo soltanto al picking da unità di carico, ma anche a prelievi di materiali disposti sopra scaffalature, dentro cassette o simili, in alimentatori automatici o, ancora, sospesi a ganci.

Tenendo conto di questa precisazione, si può dire che quando si deve prelevare dal magazzino un certo numero di colli, scatole, pezzi, ecc. ci si trova di fronte, in linea generale, ad una preliminare scelta progettuale fra le seguenti alternative:

- *alternativa 1:* picking effettuato fuori dagli scaffali, in apposite postazioni gestite da operatori all'uopo preposti (fig. VII.1);
- *alternativa 2:* picking eseguito presso le stesse postazioni in cui i materiali da prelevare sono immagazzinati; le operazioni di prelievo possono essere effettuate a mano od essere automatizzate (figg. VII.2 e VII.3).

In entrambi i casi, il picking di ciascun tipo di materiali può avvenire per singoli ordini oppure per lotti di ordini. Se il prelievo avviene ordine per ordine, è sufficiente inoltrare i materiali che compongono i vari ordini alla confezione finale (fig. VII.4a); la quale può comprendere tutte o parte delle seguenti operazioni:

- disposizione dei materiali costituenti i singoli ordini dentro contenitori/scatole/cassette/ecc.;
- chiusura di questi ultimi mediante graffatura, nastratura e reggettatura (1);
- protezione delle confezioni con film estensibile o termoretraibile;
- pesatura ed etichettatura o marcatura indirizzo;
- smistamento finale o spedizione.

(1) Se il materiale deve essere spedito dentro casse di legno, le operazioni richieste sono la chiodatura e la reggettatura.

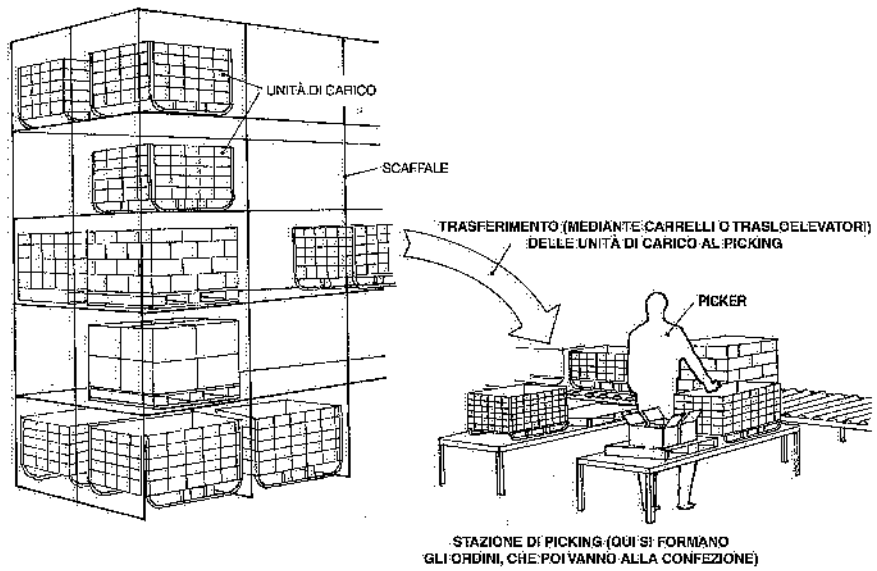


Fig. VII.1 – Le unità di carico contenenti i materiali da prelevare sono trasferite presso stazioni di picking all'uopo attrezzate; a prelievi eseguiti, le unità di carico – se non sono esaurite – vengono riportate a magazzino.

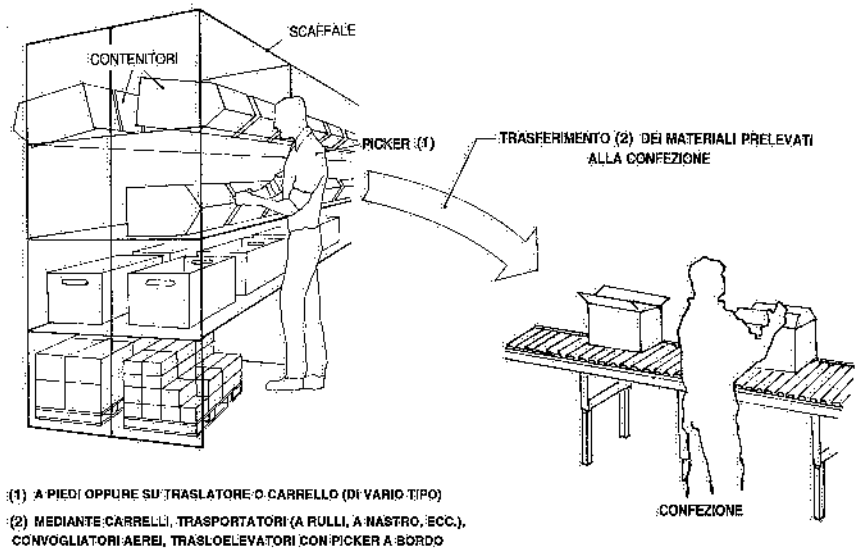


Fig. VII.2 – I materiali componenti gli ordini sono prelevati dal picker direttamente dalle postazioni in cui sono dislocati nel magazzino.

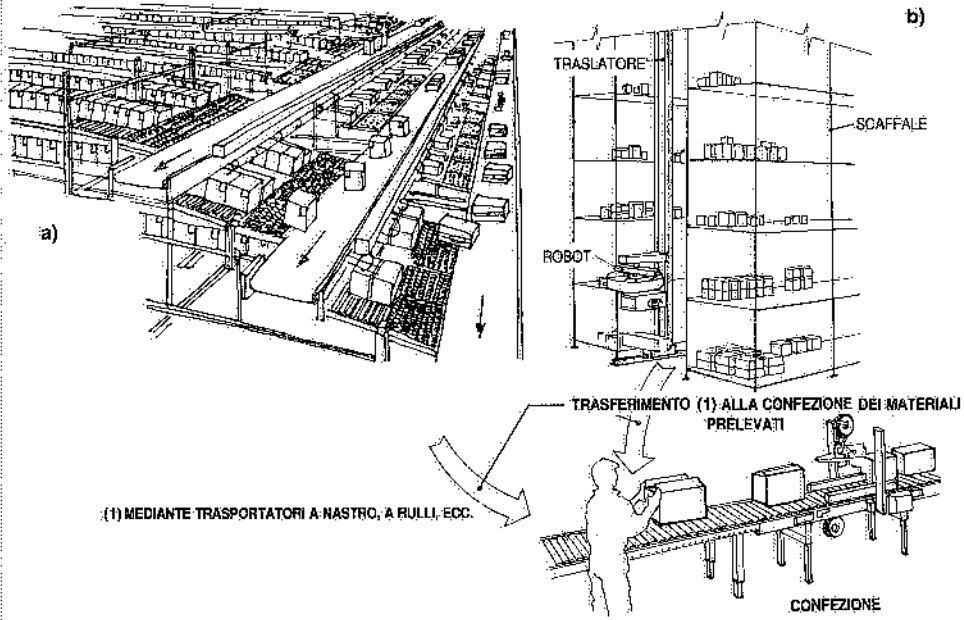


Fig. VII.3 – Prelievo automatizzato dei materiali dalle postazioni di stoccaggio: a) mediante alimentatori automatici; b) per mezzo di robot o manipolatore montato su trasloelevatore.

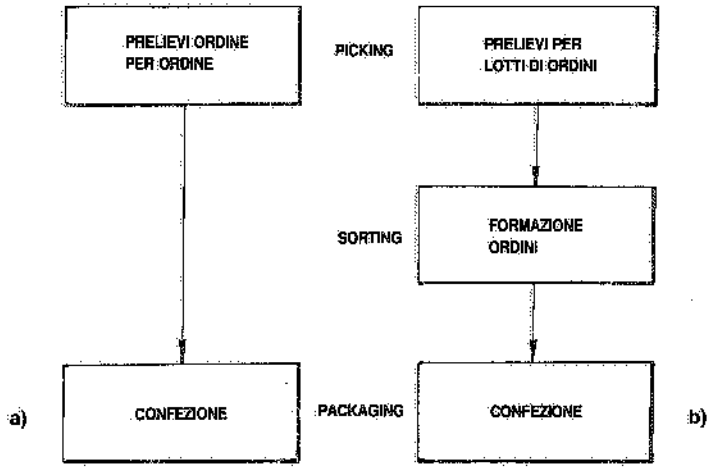


Fig. VII.4 – a) I materiali prelevati dal magazzino *per ordini singoli* sono trasferiti alla confezione mediante carrello (di vario tipo), traslatore manuale, trasportatore a terra od aereo, ecc.; b) i materiali prelevati *per lotti di ordini* sono dapprima trasferiti (mediante uno dei mezzi di trasporto sopra citati) ad un'apposita stazione di formazione dei singoli ordini e poi alla confezione.

Se invece il prelievo è effettuato per lotto di ordini, si deve prevedere – a valle del picking – una operazione di formazione dei singoli ordini (*sorting*), attrezzando all'uopo un'apposita area; a questa operazione seguirà – anche in questo caso – la confezione finale (fig. VII.4b).

L'alternativa 1 è stata descritta nei capitoli dedicati ai carrelli elevatori ed ai trasloelevatori automatici. In questa sede intendiamo soffermarci sulla alternativa 2, tenendo peraltro conto di quanto già riferito, nei suddetti capitoli, sul picking effettuato, mediante carrelli magazzinieri e trasloelevatori a guida manuale, direttamente presso le postazioni di stoccaggio.

Premettiamo ancora che quando i prelievi sono affidati ad un operatore, questi ha normalmente a sue mani l'elenco dei colli/pezzi/scatole ("picking list") da prelevare oppure, sempre più frequentemente, è guidato da un elaboratore dedicato che gestisce i percorsi – individuando quelli ottimali – ed indica via via le operazioni da eseguire (mediante display, terminale video, ecc.), ossia gli articoli da prelevare e le rispettive quantità: in tal modo, i tempi e gli errori di prelievo risultano sensibilmente ridotti. La stessa identificazione dei materiali da prelevare può essere affidata all'operatore oppure automatizzata.

Le figg. VII.5 e VII.6 rappresentano tale gestione automatica delle operazioni di

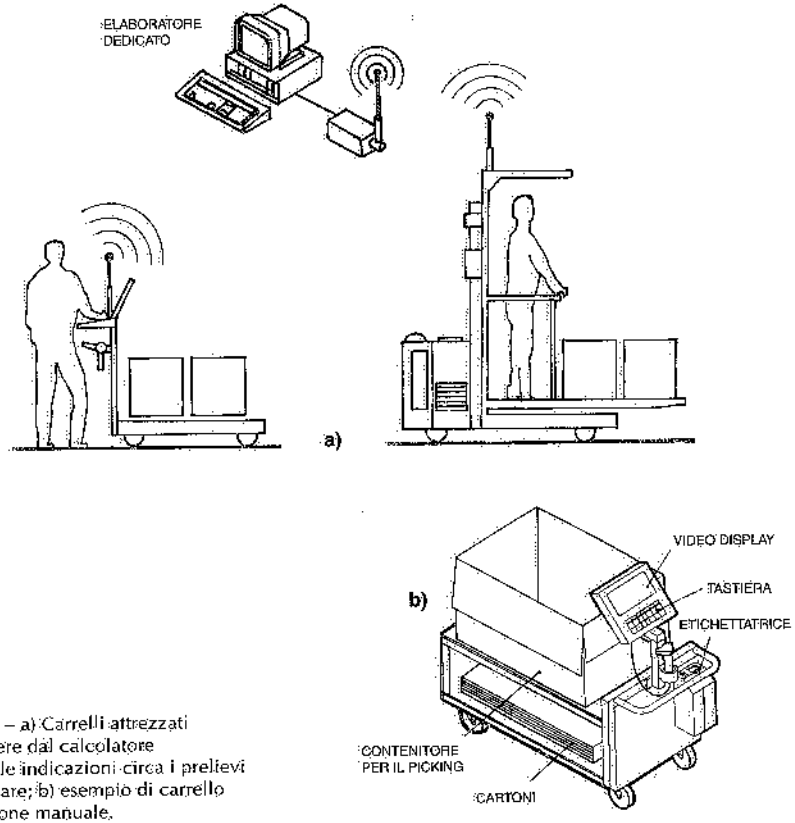


Fig. VII.5 – a) Carrelli attrezzati per ricevere dal calcolatore dedicato le indicazioni circa i prelievi da effettuare; b) esempio di carrello a traslazione manuale.

picking: la prima prevede l'impiego di carrelli con il picker rispettivamente appiedato ed a bordo: in tali casi, la picking list perviene all'operatore – via radio – direttamente dal computer; sovente, l'operatore è munito di pistola per la lettura dei bar-code (vd. capitolo successivo), così da controllare, più facilmente che a vista, la correttezza dei prelievi. La seconda figura esemplifica un sistema elettronico di identificazione degli articoli e delle rispettive quantità che il picker deve prelevare: quest'ultimo riceve le istruzioni circa i prelievi da effettuare per mezzo di unità di segnalazione e display posti in corrispondenza delle posizioni in cui si trovano i prodotti richiesti; di conseguenza, non occorrono più le picking list, migliora la produttività e si riducono gli errori nei prelievi.

Quando l'entità dei prelievi è tale da richiedere una frequente reintegrazione dei prodotti alla spina, si può prevedere una corsia per le operazioni di picking e la corsia adiacente per l'alimentazione dei contenitori pieni (in sostituzione di quelli vuoti); la fig. VII.7 illustra tale tipo di soluzione e prevede l'utilizzo di carrelli elevatori: più precisamente, carrelli commissionatori per il picking ed un carrello a presa trilaterale per lo stoccaggio delle nuove unità di carico. Una soluzione analoga, basata però sull'impiego di trasloelevatori, è riportata nel capitolo V, dedicato a questi mezzi di movimentazione (fig. V.27).

Se, invece, la rotazione dei prodotti non è elevata, le operazioni di picking possono essere

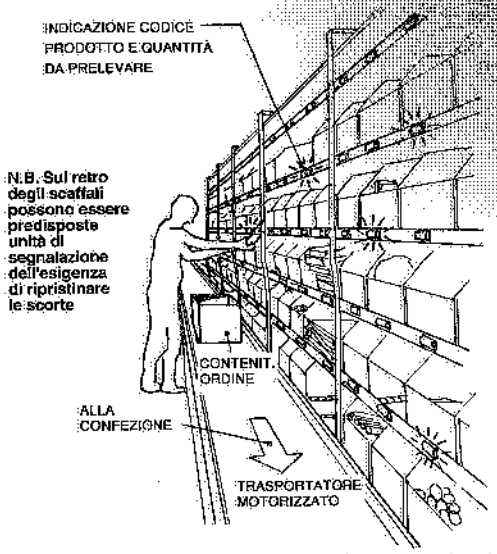


Fig. VII.6 – Le unità di segnalazione evidenziano al picker – secondo una successione che minimizza i percorsi – gli articoli da prelevare; un display indica le relative quantità.

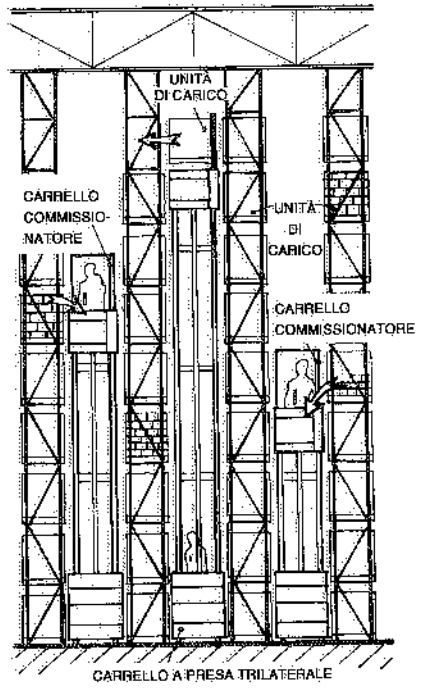


Fig. VII.7 – Il carrello a forche girevoli operante nel corridoio centrale alimenta le unità di carico; i corridoi adiacenti sono percorsi da carrelli magazzinieri che effettuano il picking da quelle unità di carico.

affidate ad un operatore che accede ai vani degli scaffali con un carrello a traslazione manuale, sul quale deposita i colli (2) via via prelevati (fig. VII.8): è ovvio che tale soluzione consente un limitato sviluppo in altezza degli scaffali, a meno di prevedere più ripiani sovrapposti per le operazioni di picking (fig. VII.9) oppure utilizzare lo spazio sovrastante gli scaffali previsti per il picking, quale deposito dei contenitori che serviranno in un secondo tempo (fig. VII.8) o addirittura come un vero e proprio magazzino di unità di carico (fig. VII.10).

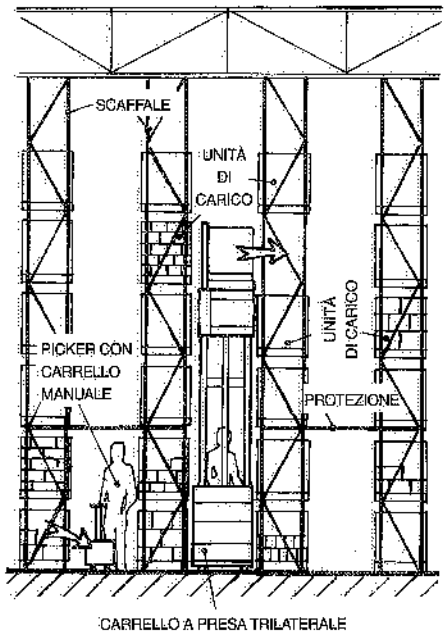


Fig. VII.8 – L'operatore depone i colli prelevati dagli scaffali su un carrello a traslazione manuale; nei ripiani sovrastanti sono previste scorte di materiali per le successive esigenze (la movimentazione di tali scorte è affidata – in questo caso – ad un carrello a forche girevoli).

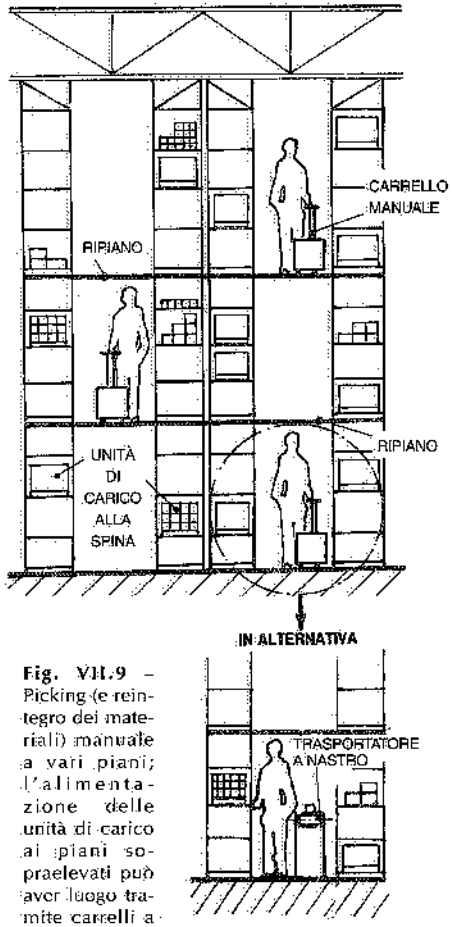
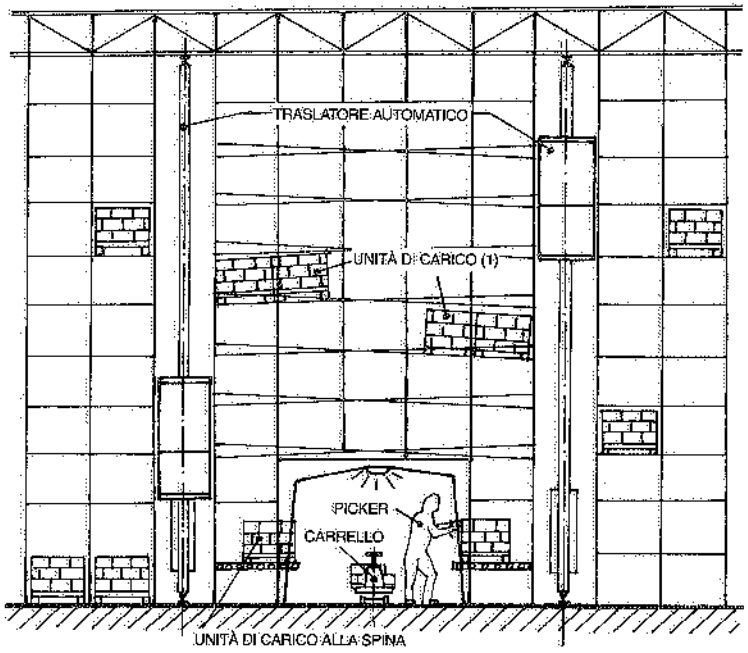


Fig. VII.9 – Picking (e reintegro dei materiali) manuale a vari piani; l'alimentazione delle unità di carico ai piani sopraelevati può aver luogo tramite carrelli a forche, traslatori, montacarichi, ecc.; tali mezzi di trasporto rilasciano le unità intere alla testata dei vari ripiani.

(2) Per brevità, parliamo semplicemente di colli, ma in pratica può trattarsi di pezzi, scatole, cartoni, astucci, ecc.



(1) costituiscono una riserva per il picking e/o per la spedizione di unità intere; sono alimentate da un trasloelevatore ed avanzano per gravità verso l'altro traslatore: la pendenza è scelta – in fase progettuale – in una direzione o nell'altra a seconda delle esigenze gestionali

Fig. VII.10 – Area di picking organizzata all'interno di un magazzino intensivo servito da trasloelevatori.

Un'altra soluzione di magazzino organizzato in modo da consentire il picking ad operatori dotati di carrelli a traslazione manuale, è quella esemplificata in fig. VII.11: a valle del magazzino – che, nel caso specifico, è del tipo a gravità – un carrello (in alternativa, un traslatore) preleva e trasferisce i contenitori che saranno poi sottoposti al picking su uno scaffale prospiciente l'area di prelievo; via via che i contenitori alla spina si svuotano, il trasportatore ne alimenta altri prelevandoli dal sovrastante scaffale di sosta temporanea.

Il carrello può anche essere motorizzato e trasportare a bordo il *picker*, come nell'esempio di fig. VII.12: le unità di carico (palette o contenitori) – provenienti dal magazzino – sono disposte su strutture portanti affacciantisi sulla corsia in cui si spostano operatore e carrello, quest'ultimo normalmente guidato da vie di corsa a pavimento; i colli prelevati dalle unità di carico "alla spina" sono quelli richiesti dai singoli ordini trasmessi all'operatore.

Anziché mediante carrelli a traslazione manuale o motorizzata, l'alimentazione dei colli prelevati dagli scaffali e destinati alle stazioni di confezionamento, può avere luogo tramite trasportatori a nastro, tapparelle, rulli o rotelle (fig. VII.13), nonché mediante convogliatori aerei (fig. VII.14): il picker posa i colli via via prelevati sopra uno dei suddetti trasportatori oppure li depone dentro scatole, cestelli o vassoi appoggiati sugli stessi e destinati a contenere il materiale delle diverse ordinazioni; o, ancora, li appende ai ganci di un convogliatore aereo. In tutti i casi suddetti, i mate-

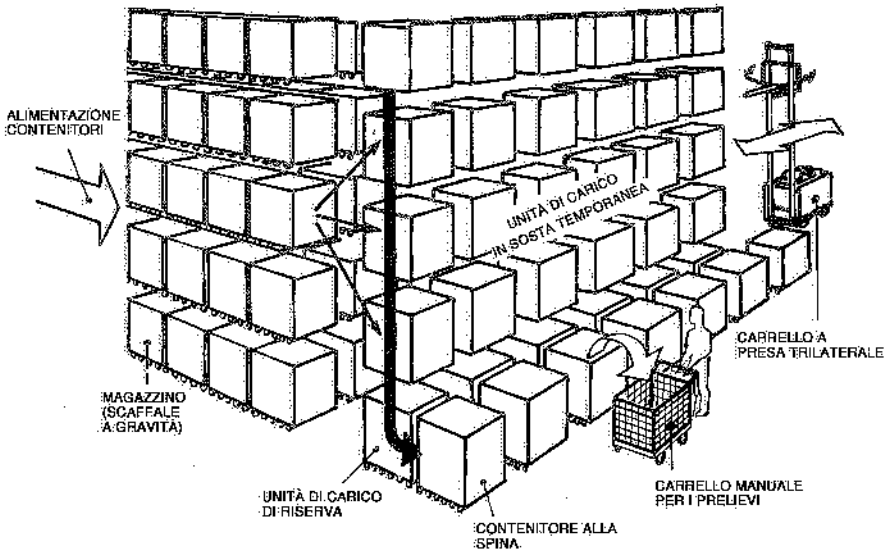


Fig. VII.11 – Area attrezzata a picking manuale: l'operatore preleva i materiali dai contenitori allineati a terra, mentre altri contenitori sono pronti, sulla sovrastante scaffalatura, per sostituire quelli alla spina.

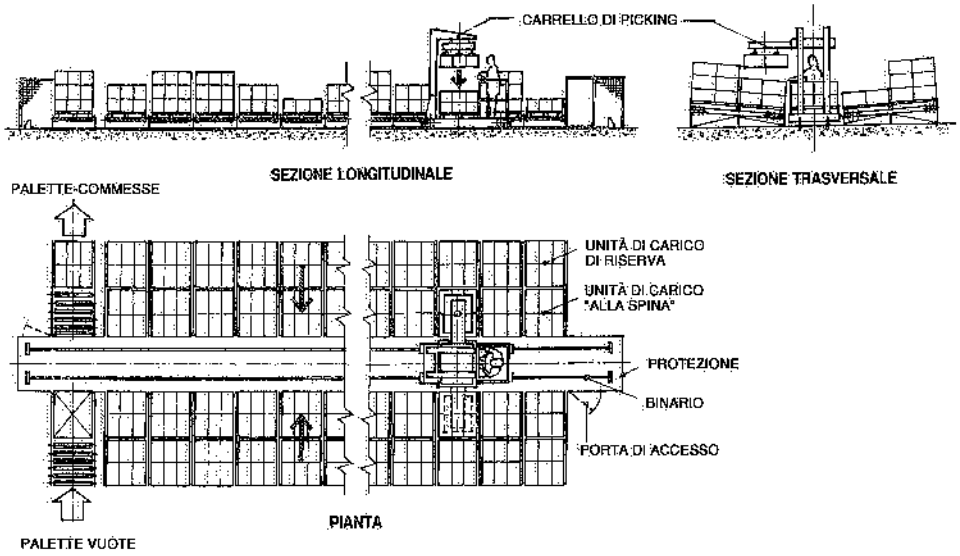


Fig. VII.12 – Le unità di carico sottoposte a picking sono disposte su due file, fra le quali si muove un carrello motorizzato con l'uomo a bordo che effettua i prelievi programmati e li inoltra dove sono richiesti.

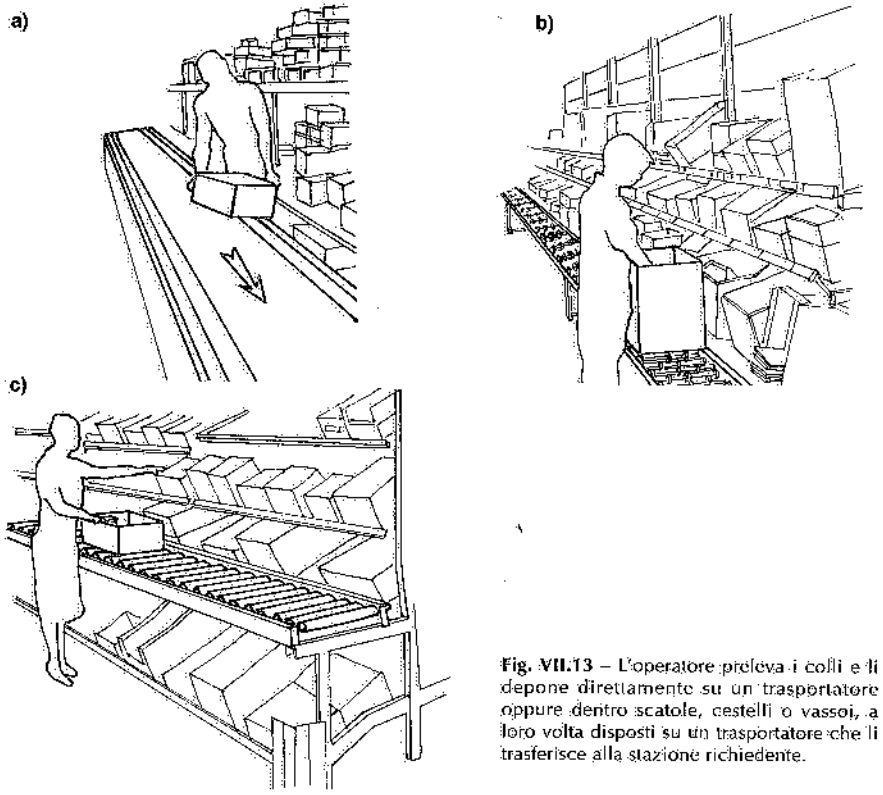


Fig. VII.13 – L'operatore preleva i colli e li depone direttamente su un trasportatore oppure dentro scatole, cestelli o vassoi, a loro volta disposti su un trasportatore che li trasferisce alla stazione richiedente.

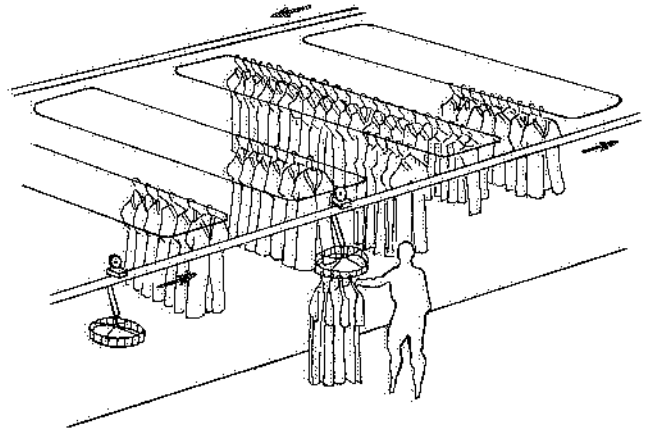


Fig. VII.14 – I colli sono appesi ad un convogliatore aereo che li trasporta a destinazione.

riali prelevati vengono trasferiti alle stazioni di confezionamento e spedizione.

Tale trasferimento può anche essere attuato mediante *dispenser* automatici, come esemplificato dalla fig. VII.15: gli addetti al picking prelevano tutti i colli di ogni voce (o articolo o codice) richiesti dagli ordini da soddisfare in un determinato periodo di tempo (ad esempio, in un giorno) e li depongono su un particolare trasportatore; quest'ultimo provvede a farli passare in corrispondenza di un impianto di decodifica che li smista automaticamente alle stazioni di confezionamento, raggruppandoli per

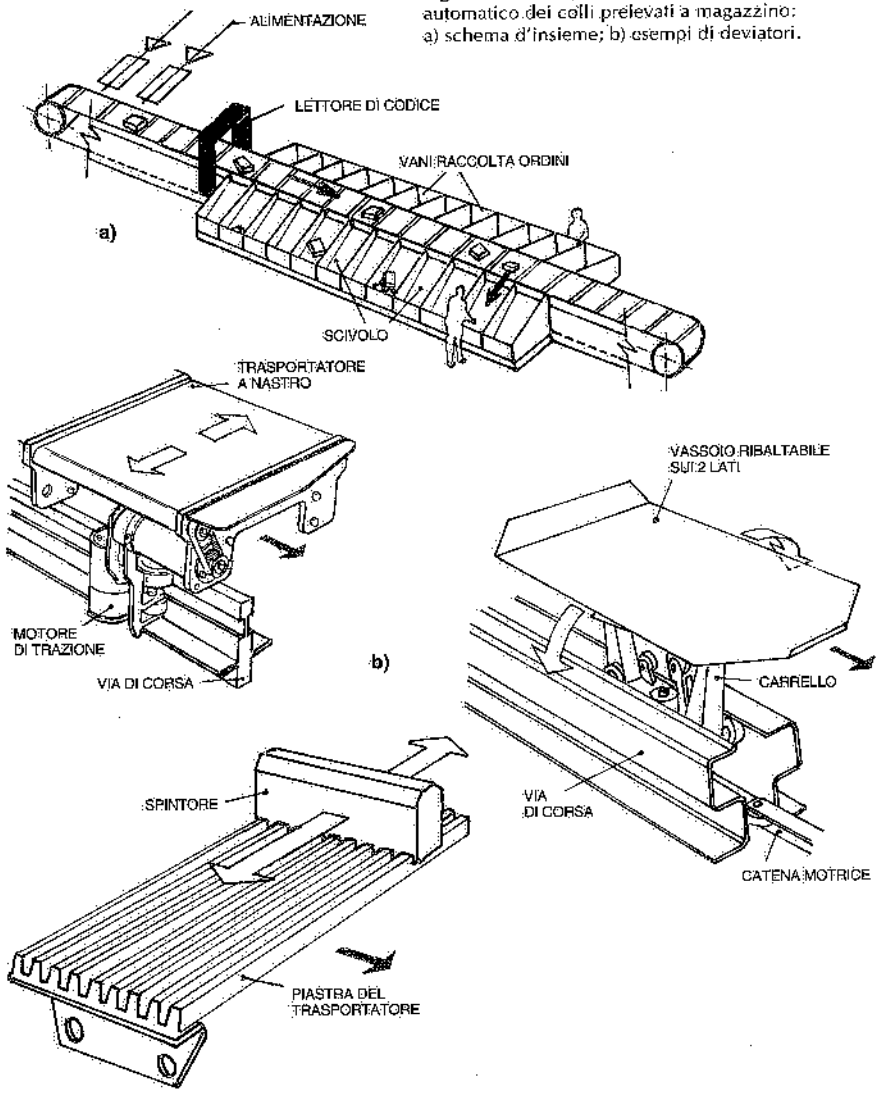


Fig. VII.15 – Impianto di trasporto e smistamento automatico dei colli prelevati a magazzino: a) schema d'insieme; b) esempi di deviatori.

ordini: tali smistamenti automatici sono attuati per mezzo di trasportatori a nastro od a rulli, vassoi basculanti, spintori, ecc.

Poiché la produttività di un sistema del genere è alta, lo stesso deve essere preso in considerazione nei casi in cui i colli da movimentare sono molto numerosi e, soprattutto, quando le voci da prelevare ed il numero di ordini da smaltire sono elevati.

Fatte salve le risultanze del necessario studio di fattibilità, anche gli operatori incaricati di prelevare i colli dal magazzino possono essere sostituiti da un impianto automatico di prelievo (fig. VII.16): occorre naturalmente che gli scaffali del magazzino siano realizzati in funzione di tale prelievo automatico e che i colli abbiano dimensioni e pesi adatti.

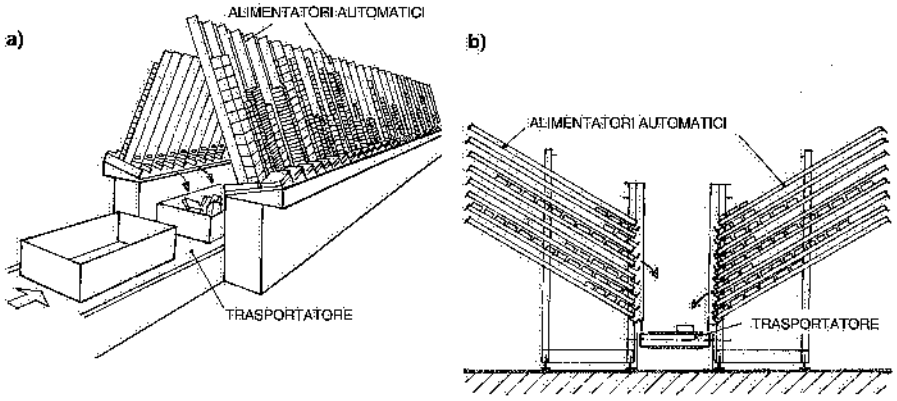


Fig. VII.16 – Esempi di prelievo automatico dei materiali dal magazzino.

A proposito di picking automatico, si ricorda che nel capitolo dedicato ai traslatori abbiamo indicato una soluzione che prevede il prelievo dei materiali, direttamente dalle postazioni in cui si trovano a magazzino, mediante robot installati su trasloelevatori automatici (vd. fig. V.29 nel capitolo V).

Tutti i sistemi automatici di picking sopra citati sono gestiti mediante un elaboratore dedicato.

Abbiamo fin qui parlato genericamente di scaffali destinati al picking. In proposito, si deve rilevare una diffusa tendenza a realizzare scaffali in grado di assicurare una adeguata scorta di materiale per ogni voce soggetta al prelievo e – contemporaneamente – adatti a soddisfare il criterio del first-in, first-out: la fig. VII.17 riporta un esempio di scaffalature del genere.

Altre soluzioni di magazzini atte a consentire il picking minuto dei materiali in deposito, prevedono l'impiego di scaffali rotanti automaticamente a carosello (fig. VII.18) oppure in verticale, del tipo a bilancini o "paternoster" (fig. VII.19). In quest'ultimo caso, il magazzino è costituito da piani rotanti, ognuno dei quali può essere suddiviso in scomparti mediante divisori spostabili secondo necessità oppure può ricevere contenitori o cassetti, di vari tipi e dimensioni (fig. VII.20). Nella versione a carosello, gli elementi mobili di scaffale sopportano uno o più contenitori o cassetti per ogni ripiano: operando su una tastiera numerica sistemata in corrispondenza del posto di lavoro, l'addetto aziona il magazzino, che, ruotando nel senso

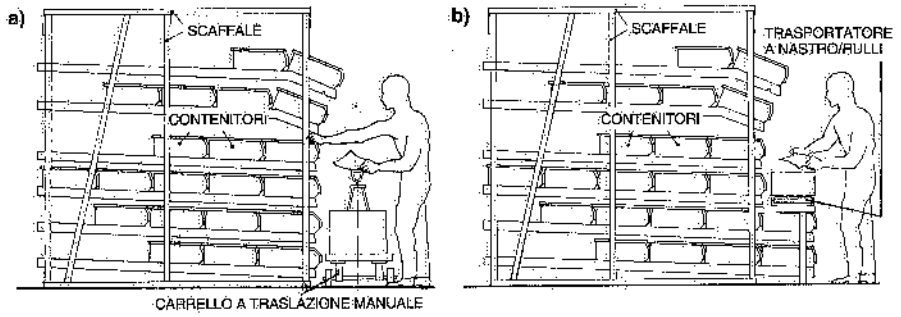
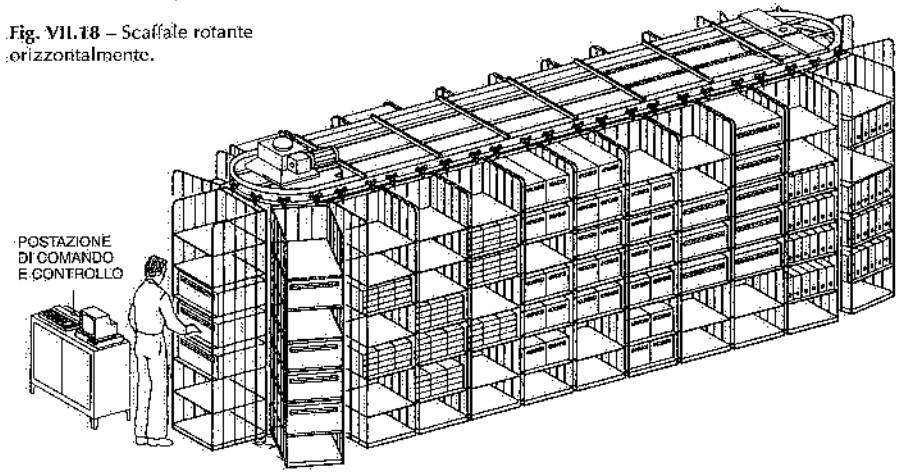


Fig. VII.17 – Scaffalature che facilitano il picking manuale e garantiscono il FIFO: il materiale prelevato viene deposto in un contenitore trasportato da: a) carrello manuale; b) trasportatore a rulli od a nastro.

Fig. VII.18 – Scaffale rotante orizzontalmente.



del percorso più breve, si arresta quando il piano richiesto giunge di fronte all'operatore. La movimentazione dello scaffale può anche essere comandata dall'elaboratore dedicato.

Tanto nella versione a carosello, quanto in quella a paternoster, l'operatore rimane fermo in corrispondenza della stazione di picking e l'impianto rotante gli presenta via via i materiali (3) che egli deve prelevare (fig. VII.21). Il reintegro di tali materiali può essere effettuato dalla stessa stazione di prelievo oppure – se l'intensità delle movimentazioni lo richiede – da un'altra stazione.

(3) Con il termine generico di "materiali" si può qui intendere:
– schede, cartelle, nastri magnetici, ecc.;
– minuterie meccaniche, elettriche od elettroniche;
– semilavorati e prodotti finiti non ingombranti;
– materiali ausiliari ed utensili.

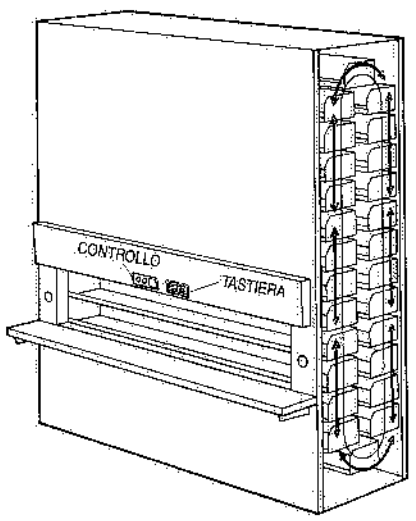


Fig. VII.19 – Scaffale rotante verticalmente.

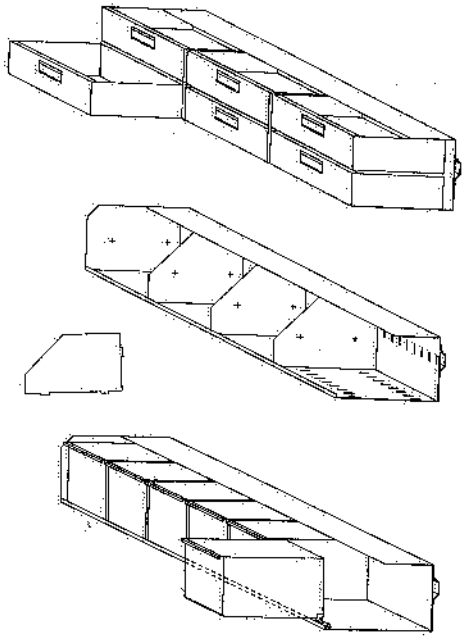


Fig. VII.20 – Esempi di cassettiere e di divisori utilizzabili sui ripiani degli scaffali a paternoster.

Anche i posti di lavoro possono essere più di uno (fig. VII.22), tutti predisposti per consentire all'operatore una posizione ergonomicamente ottimale.

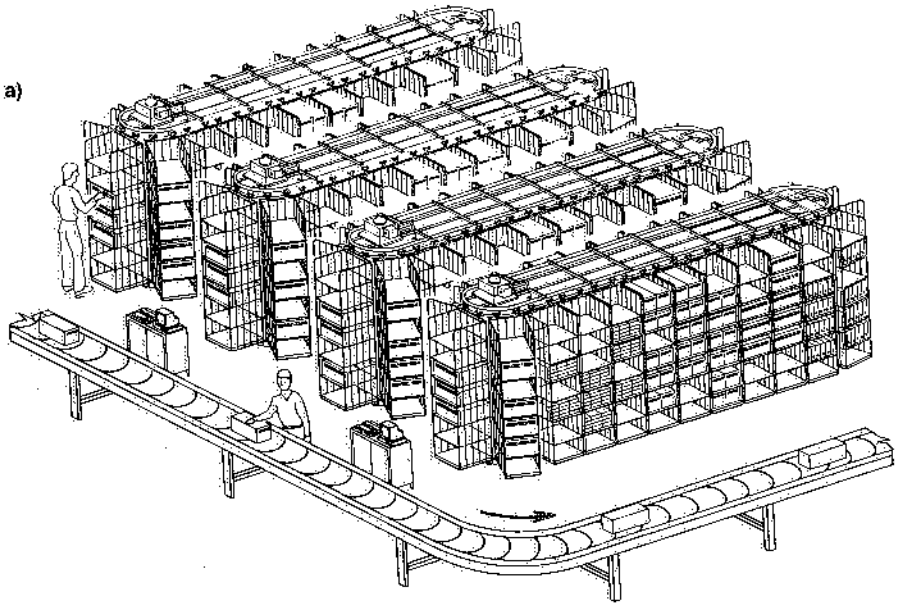
Una variante degli scaffali a bilancini dianzi considerati, prevede l'immagazzinamento dei materiali (disposti dentro i rispettivi contenitori) su più ripiani fissi, in corrispondenza dei quali vengono portati mediante un elevatore scorrevole verticalmente; quest'ultimo provvede anche ad alimentare i materiali presso la postazione di prelievo sottostante (fig. VII.23). I ripiani possono essere a semplice o a doppia profondità.

Concludendo, si può dire che i parametri da cui dipendono l'organizzazione e la progettazione della fase di picking sono essenzialmente i seguenti:
a) caratteristiche dei materiali da prelevare: confezione, dimensione, peso, modalità di immagazzinamento;
b) numero delle voci sottoposte al picking durante la giornata;
c) entità (4) e frequenza dei prelievi ovvero composizione e numero degli ordini spediti giornalmente.

In base a tali input, è possibile individuare ed ottimizzare le modalità di identificazione e di prelievo dei materiali, i sistemi di smistamento degli stessi, la loro spedizione.

(4) Si pensi – tanto per fare un esempio – a come le soluzioni di picking cambino a seconda che si debba prelevare una singola scatola di cartone oppure un intero strato di scatole alla volta.

a)



b)

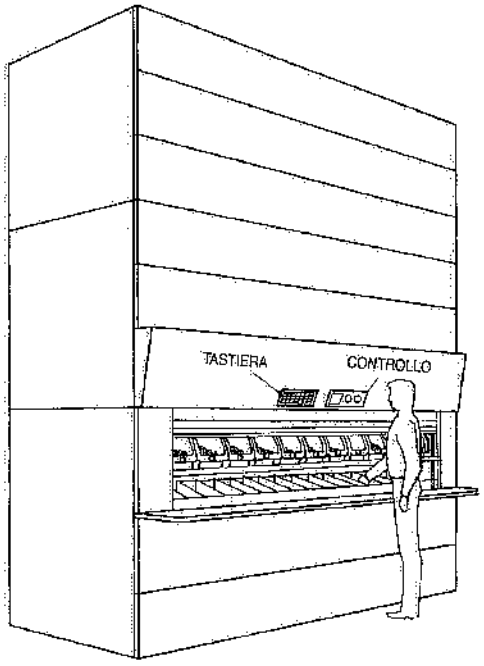


Fig. VII.21 – Postazioni di picking da scaffali a carosello ed a paternoster.

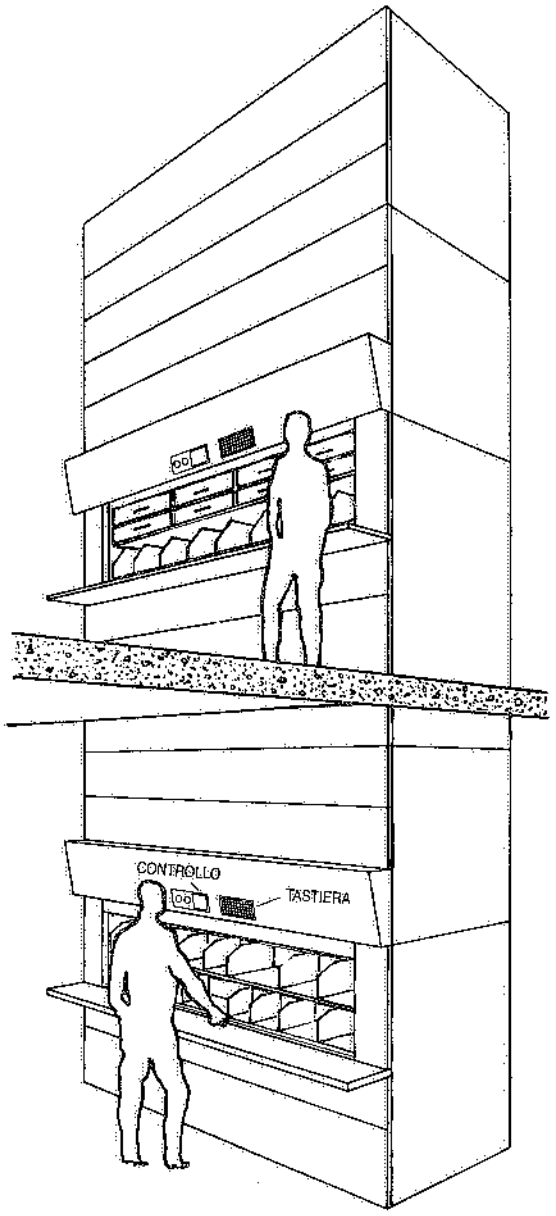


Fig. VII.22 – Scaffale rotante verticalmente con due stazioni di picking.

Infine ed in estrema sintesi, i problemi di picking devono essere affrontati tenendo presenti le seguenti raccomandazioni:

1) cercare di ridurre al minimo le operazioni di prelievo ed i relativi tempi necessari, raggruppando eventualmente più operazioni di picking inerenti ad uno stesso articolo anziché ripeterle più volte lungo la giornata;
2) individuare e valutare, fin dall'inizio, tutte le possibili soluzioni tecniche;
3) tenere conto delle innovazioni concretamente adottabili per le operazioni di identificazione, prelievo, confezionamento, imballo e così via;
4) prendere in considerazione la gestione automatica dell'intero sistema logistico, magazzino e picking compresi.

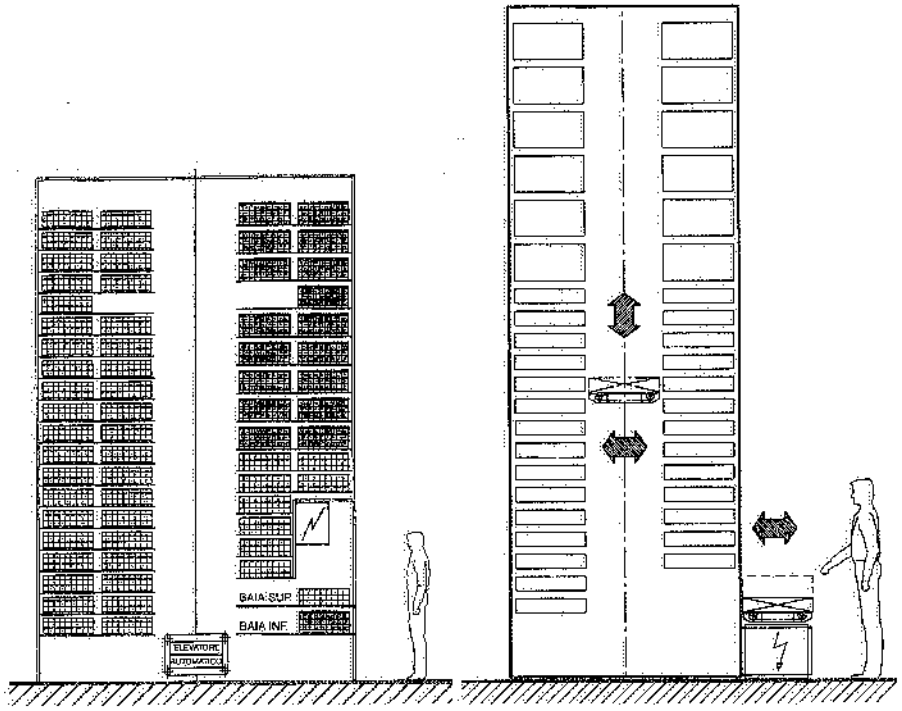


Fig. VII.23 – Magazzini verticali serviti da elevatori automatici.

VII. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Bertello – CML – E.C.S. – Icam – Incas – STAM – Trastecnica.

VIII. – Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni

La progressiva automazione dei sistemi di movimentazione dei materiali all'interno degli stabilimenti industriali ha registrato innovazioni anche per quanto riguarda numerose operazioni specifiche, di solito presenti lungo l'intero ciclo del material handling aziendale.

Di seguito, sono citati alcuni macchinari ed attrezzature automatici adottati in pratica per l'esecuzione di tali operazioni.

1. ***Dosatrici a peso*** o ***volumetriche*** per il confezionamento di prodotti liquidi o viscosi – quali oli, vernici, solventi, resine e grassi – dentro contenitori delle più svariate forme e composizioni (metallo, plastica, vetro, ecc.). In fig. VIII.1 sono

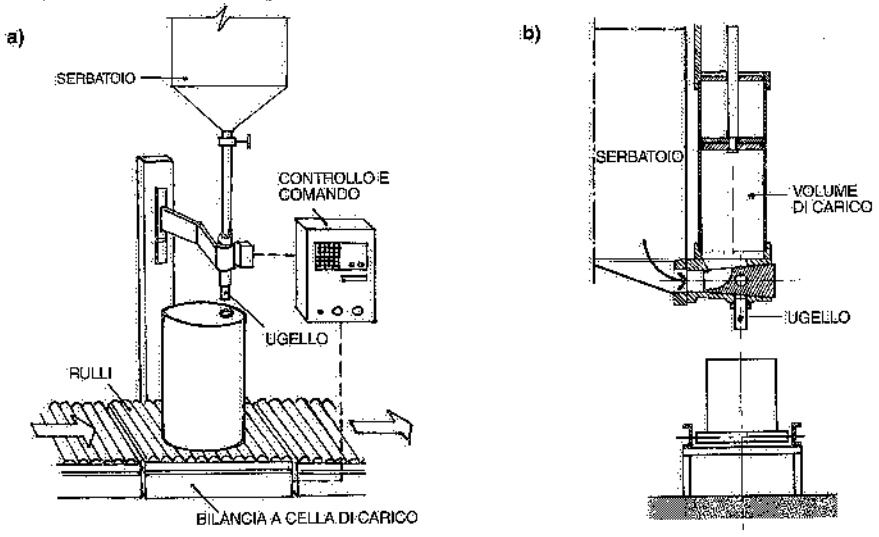


Fig. VIII.1 – Dosatrici: a) ponderale; b) volumetrica.

esemplificati una dosatrice a peso ed una dosatrice volumetrica: nel caso a), si tratta di un sistema di dosatura per fusti con bilancia elettronica a cella di carico e pannello di comando dotato di display digitale: i fusti vengono alimentati automaticamente alla stazione e la macchina ne azzera la tara e li riempie, dapprima con ugello completamente aperto, poi con dosatura fine; nel caso b), la macchina preleva dal serbatoio di deposito un volume prestabilito di liquido e lo alimenta – tramite ugello – al recipiente sottostante; anche in questo caso, l'arrivo ed il successivo allontanamento dei contenitori possono essere automatizzati e l'operazione di riempimento risulta assai rapida. Anziché una sola testata di riempimento, le dosatrici possono comprendere due o più ugelli (fig. VIII.2): in tale configurazione, l'ultimo ugello provvede a rabboccare il recipiente, mentre quello o quelli che precedono funzionano secondo il criterio "tutto aperto/tutto chiuso" su comando di un dispositivo a tempo; la macchina eroga un prestabilito volume di prodotto ad intervalli di tempo costanti, corrispondenti al tempo intercorrente fra lo smistamento del contenitore pieno e la predisposizione automatica di quello vuoto successivo.

2. ***Contapezzi:*** trattasi di apparecchiature in grado di quantificare numericamente i pezzi omogenei costituenti un'entità di prelievo (fig. VIII.3); sono sovente interfacciate ad una bilancia elettronica: memorizzato il peso del singolo pezzo o di un determinato numero di pezzi singoli (è il caso delle minuterie meccaniche), viene azzerata la tara del contenitore e "misurato" comparativamente il numero di pezzi inseriti in quel contenitore. L'impiego di contapezzi è frequente all'entrata ed

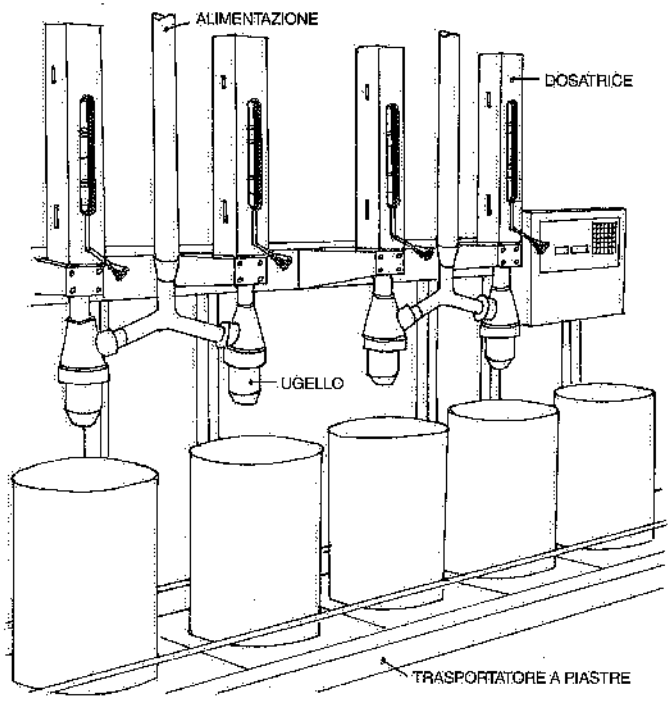


Fig. VIII.2 – Dosatrice ponderale a più ugelli erogatori.

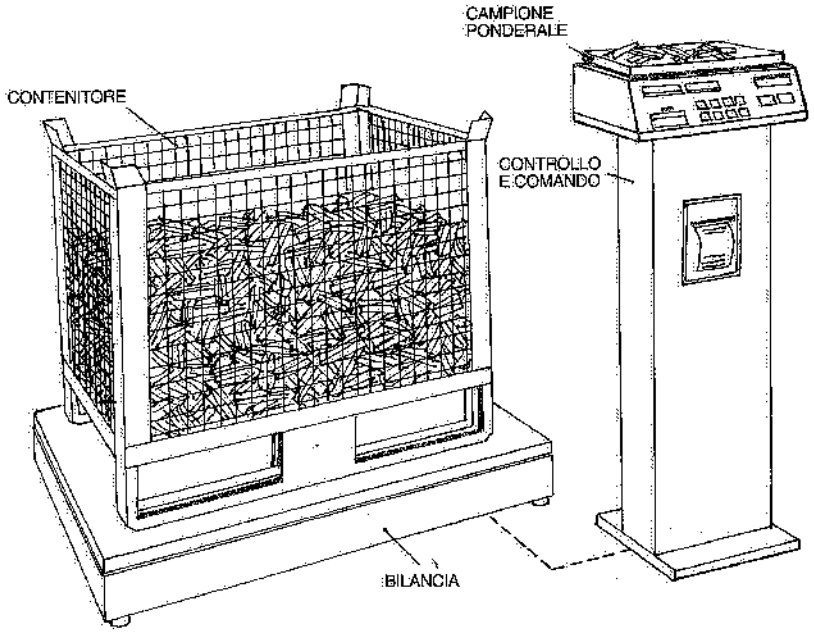


Fig. VIII.3 - Contapezzi elettronica.

all'uscita dei materiali nel e dal magazzino in cui sono stoccati, nella distribuzione di minuterie meccaniche e componenti elettronici.

3. ***Incartonatrici*** o ***imballatrici,*** atte ad avvolgere attorno a colli o gruppi di oggetti (costituiti da barattoli, bottiglie, astucci e vasetti) un fustellato di cartone, in modo da comporre un vero e proprio imballo (fig. VIII.4): gli oggetti da incartonare vengono sospinti sopra un fustellato, prelevato da un adiacente accumulo e pre-

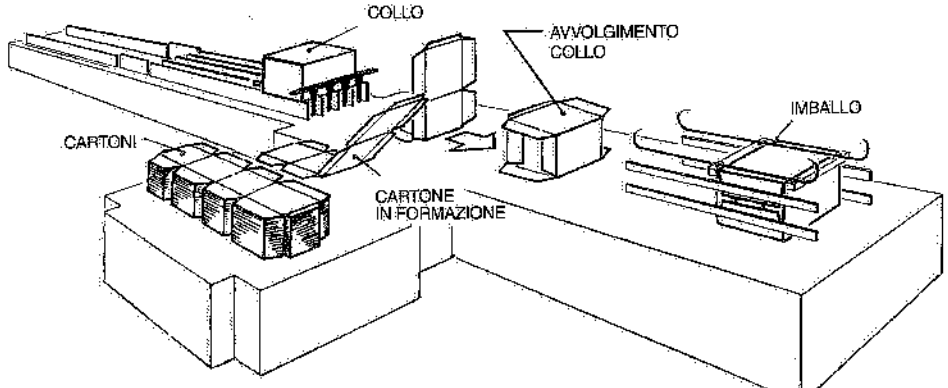


Fig. VIII.4 – Rappresentazione schematica delle principali operazioni di una incartonatrice: gli oggetti, preventivamente raggruppati in numero o volume prestabilito, vengono avvolti in fustellati di cartone.

piegato; mentre il collo (od il gruppo di oggetti costituente un collo) avanza, il fustellato lo avvolge, dopo di che la scatola o l'imballo viene chiuso.

4. ***Nastratrici***, per la chiusura di imballi in cartone mediante nastro adesivo rinforzato, PVC, PPL, ecc. (fig. VIII.5).

5. ***Graffatrici*** o ***cucitrici a punto metallico,*** utilizzate, in alternativa alle nastratrici, per chiudere le falde superiori – ed eventualmente anche quelle inferiori – di imballaggi in cartone, con l'ausilio di punti metallici o graffette (fig. VIII.6); la chiusura affidata a tali punti metallici offre notevoli garanzie di tenuta, certamente superiori alla nastratura. Ove esigenze particolari lo richiedano, è possibile abbinare la chiusura a punti metallici con una successiva applicazione di nastro adesivo. L'operazione di graffatura non va confusa con la cosiddetta *aggraffatura*, che riguarda l'unione dei coperchi sui relativi barattoli.

6. ***Reggiatrici*** (fig. VIII.7): realizzano, mediante l'impiego di speciali nastri denominati reggia o reggetta, legature in tensione tarate, in corrispondenza di posizioni prestabilite. La reggetta può essere metallica, in polipropilene o in poliestere e viene utilizzata per la chiusura di cartoni, scatole, cassette e casse. Di solito, la reggetta viene applicata su confezioni preventivamente chiuse con nastro adesivo, colla, chiodi, ecc..

7. ***Applicatori di etichette*** autoadesive su materiali od imballi di ogni tipo e caratteristiche (fig. VIII.8); le etichette sono pre-stampate su rotoli da una stampante specifica e contengono le indicazioni di identità e/o di destinazione dei prodotti.

8. ***Stampanti di etichette*** od ***etichettatrici:*** provvedono alla stampa ed all'applicazione automatica di etichette di carta, plastica o foglio di alluminio. Tali etichette sono stampate per via termica ad aghi oppure a trasferimento di film e possono

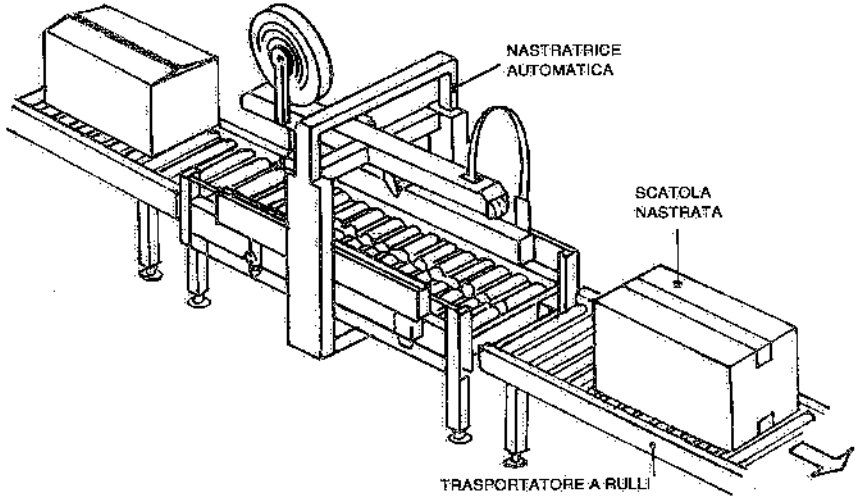


Fig. VIII.5 – Nastratrice per la chiusura di scatole di cartone aventi dimensioni variabili.

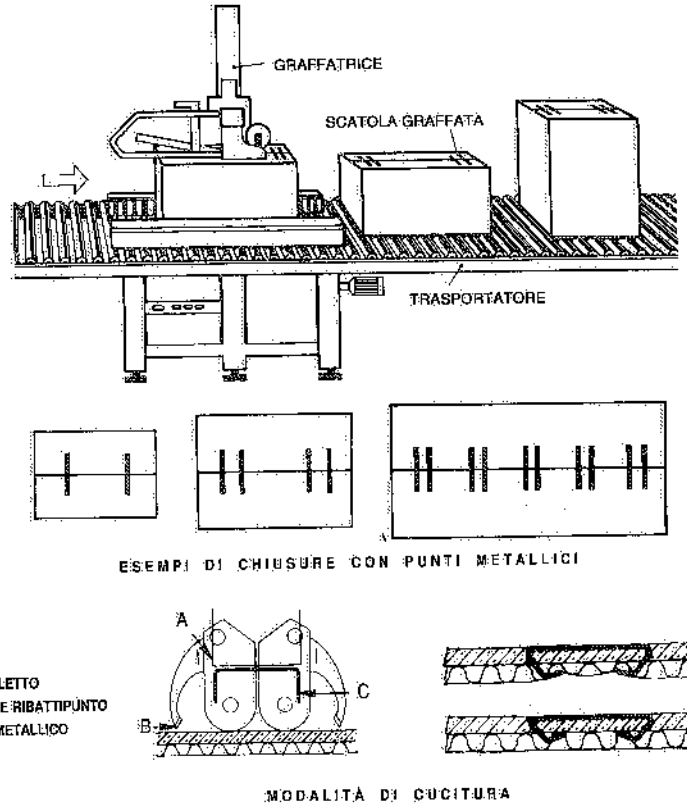


Fig. VIII.6 – Cucitrice automatica a punto metallico di scatole di cartone.

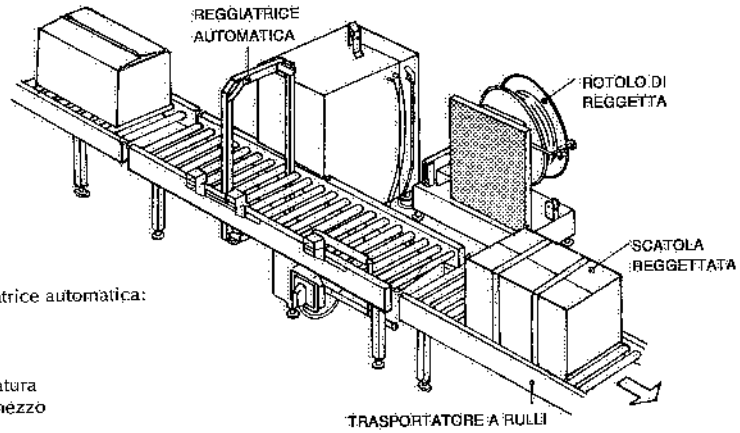
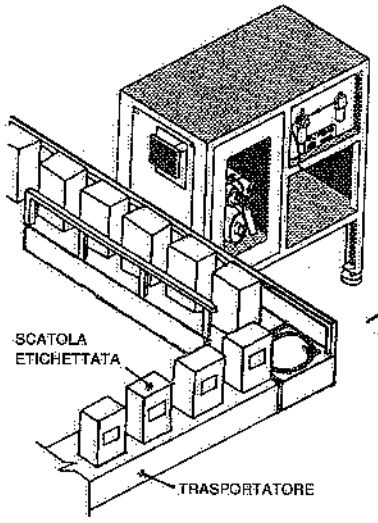


Fig. VIII.7 – Reggiatrice automatica: l'imballo avanza su un trasportatore a rulli od a nastro ed il ciclo di reggiatura è comandato per mezzo di fotocellule.

descrivere il prodotto ed indicare la data, il peso e codifiche varie; vengono applicate direttamente – all'atto della stampa – sulle confezioni o sugli imballi (fig. VIII.9). A seconda delle esigenze, la stampa può essere in caratteri normali, macro, reverse o codici a barre.

9. ***Marcatrici:*** stampano, su prodotti ed imballi, i necessari dati identificativi e di destinazione (fig. VIII.10). Tale marcatura avviene prevalentemente tramite dispositivi a getto d'inchiostro od a rotocalco od ancora provocando un'impronta permanente con un raggio laser.



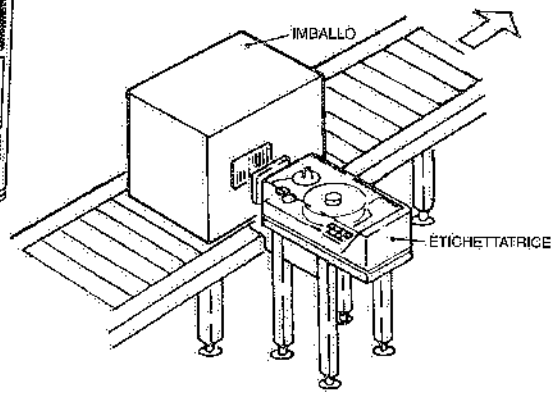


Fig. VIII.8 - Applicatore automatico di etichette.

Fig. VIII.9 – Stampante ed applicatrice di etichette.

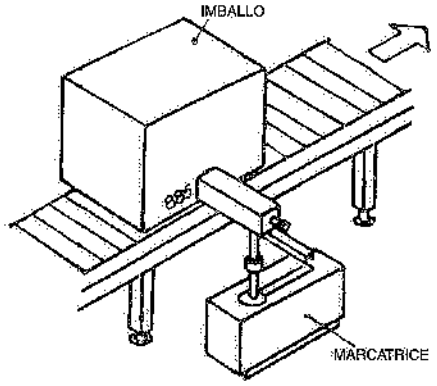


Fig. VIII.10 – Marcatrice o stampante a getto d'inchiostro.

10. ***Fardellatrici*** (fig. VIII.11), ossia macchine atte ad avvolgere una unità di carico od un certo numero di oggetti (quali barattoli, bottiglie, pacchi, astucci) – disposti o meno su un supporto di cartone o simili – dentro un film in materiale plastico estensibile o termoretraibile (PVC, polietilene, polipropilene); dopo l'avvolgimento e la successiva saldatura a lama calda, il "fardello" è introdotto in un forno dove avviene la termoretrazione del film: in tal modo, si ottiene un blocco compatto, protetto e resistente alle sollecitazioni.

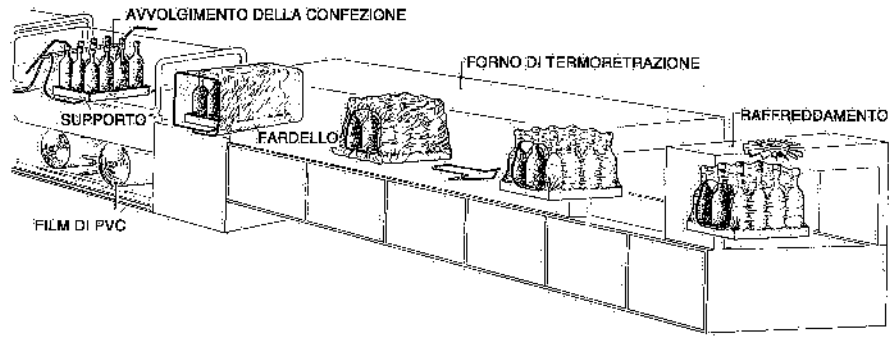


Fig. VIII.11 – Fardellatrice di bottiglie preventivamente disposte su un vassoio di supporto.

11. ***Avvolgitrici:*** utilizzano un film elastico autocollante per avvolgere prodotti, imballaggi od unità di carico destinate al magazzino o in spedizione: in tal modo, i carichi risultano protetti e compatti (fig. VIII.12).

12. ***Sistemi per la lettura*** e ***la decodifica*** dei codici a barre (1) ossia della modalità più ricorrente di riconoscimento dei prodotti: com'è noto, tale codifica consiste in una combinazione logica in forma binaria caratterizzante le singole voci (fig. VIII.13); i sistemi qui considerati sono basati sull'impiego di raggi o diodi laser installati su attrezzature a forma di pistola (fig. VIII.14a) o

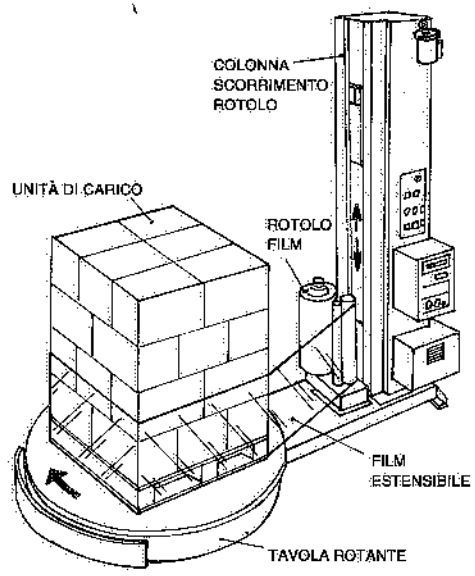


Fig. VIII.12 – Avvolgitrice con film estensibile.

(1) Il codice a barre (*bar code*) è basato sull'impiego di segmenti scuri e chiari (spazi) la cui ampiezza e sequenza consentono di caratterizzare con un codice oggetti diversi; ognuno di questi risulta pertanto codificato in modo univoco.

Introdotti i suddetti codici – espressi come bar-code – in un computer ovvero in una memoria elettronica, risulta possibile leggerli mediante sistemi elettronici, quali penna ottica o scanner.

Con i codici a barre diminuisce radicalmente il rischio di errori umani ed aumenta in modo notevole la velocità di introduzione e di lettura dei dati identificativi.

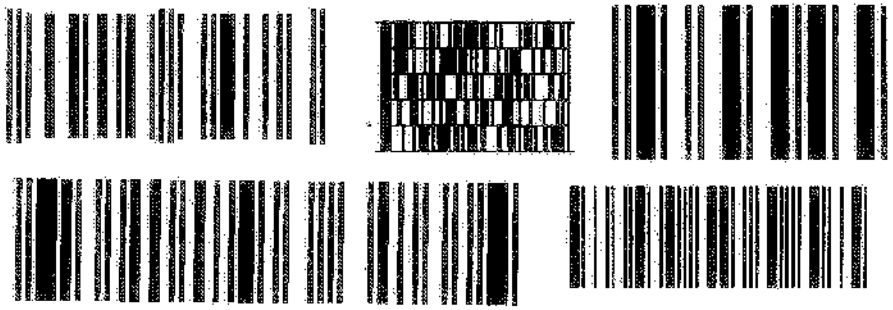


Fig. VIII.13 – Esempi di codici a barre.

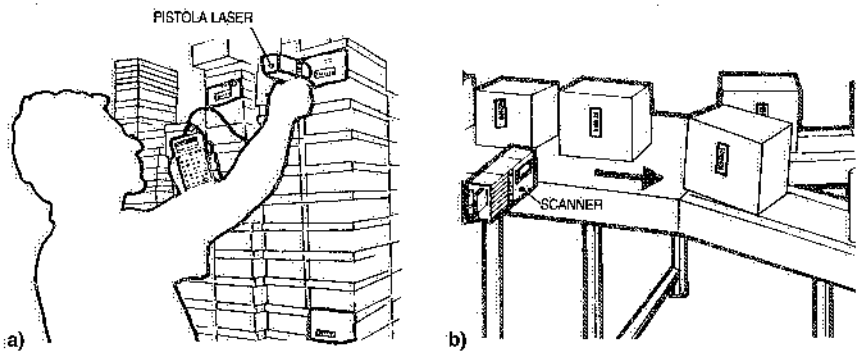


Fig. VIII.14 – Lettura e decodifica di codici a barre mediante: a) pistola ottica o terminale portatile; b) scanner a raggio laser a scansione automatica.

penna ottica nel caso di letture distribuite in punti diversi; quando invece la decodifica viene effettuata presso postazioni fisse, si ricorre all'impiego di scanner (fig. VIII.14b). Pistola e scanner sono in grado di leggere i codici a barre e trasformarli in un segnale elettrico che un microprocessore interpreta in tempo reale. L'identificazione delle merci può essere richiesta lungo le linee di produzione, nei magazzini, nei reparti ricevimento, confezionamento e spedizione delle merci.
Un'altra soluzione per il riconoscimento dei prodotti è basata su una capsula che racchiude un microchip con memorizzato un codice identificativo che viene trasmesso quando la capsula stessa è irradiata dall'antenna del lettore. Questo sistema è adatto a riconoscere unità di movimentazione all'interno di un ciclo chiuso (produzione, magazzino, isole di lavorazione) essendo insensibile alle condizioni ambientali (polveri, umido, sporco).

13. ***Palettizzatori,*** atti a costituire unità di carico sovrapponendo automaticamente su palette in legno o su basi in plastica, metallo o cartone, oggetti aventi configurazioni le più svariate quali scatole, cassette, fustini, sacchi (fig. VIII.15): gli oggetti da palettizzare vengono raccolti sopra un pianale di appoggio secondo una disposizione prestabilita; quando un primo strato di oggetti è completato, il pianale

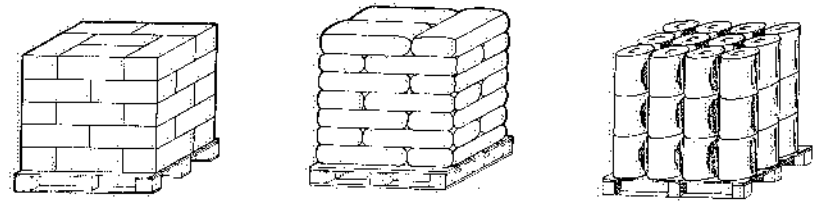


Fig. VIII.15 – Unità di carico formate tramite palettizzatori automatici.

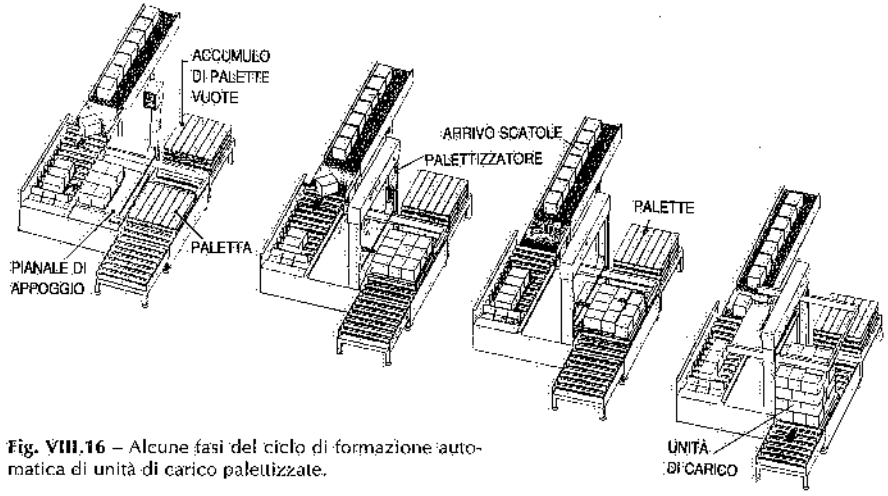


Fig. VIII.16 – Alcune fasi del ciclo di formazione automatica di unità di carico palettizzate.

dapprima si solleva, quindi scorre lateralmente fino a sovrapporsi alla paletta (ferma in una determinata posizione) sulla quale deve essere costituita l'unità di carico (fig. VIII.16); a questo punto il pianale di appoggio dello strato viene ritratto, mentre una barra di contrapposizione trattiene gli oggetti – nello stesso ordine in cui sono stati disposti – sopra la paletta di carico; il pianale mobile è di nuovo pronto a ricevere un secondo strato di oggetti ed a trasferirlo sopra la paletta; il ciclo si ripete fino al completamento dell'unità di carico programmata dall'elaboratore. Anziché dal basso, la palettizzazione può anche avvenire alimentando gli oggetti dall'alto. In sostituzione del pianale di formazione degli strati, altri sistemi di palettizzazione utilizzano ventose, pinze o ganasce, a seconda delle caratteristiche degli oggetti da manipolare (fig. VIII.17): gli oggetti singoli sono trasferiti – mediante tali organi di presa e bracci scorrevoli e regolabili – sulla paletta, formando via via gli strati previsti fino alla configurazione finale dell'unità di carico.

14. ***Depalettizzatori,*** per lo scarico automatico di palette sulle quali sono disposti – a strati – scatole, cassette, fustini, bottiglie, barattoli, contenitori in vetro o plastica (fig. VIII.18).

15. ***Impilatori*** o ***deimpilatori,*** per sovrapporre una unità di carico su un'altra e, viceversa, per prelevare una unità di carico sovrapposta ad un'altra (fig. VIII.19). Attrezzature del tipo qui considerato consentono anche di sovrapporre, le une

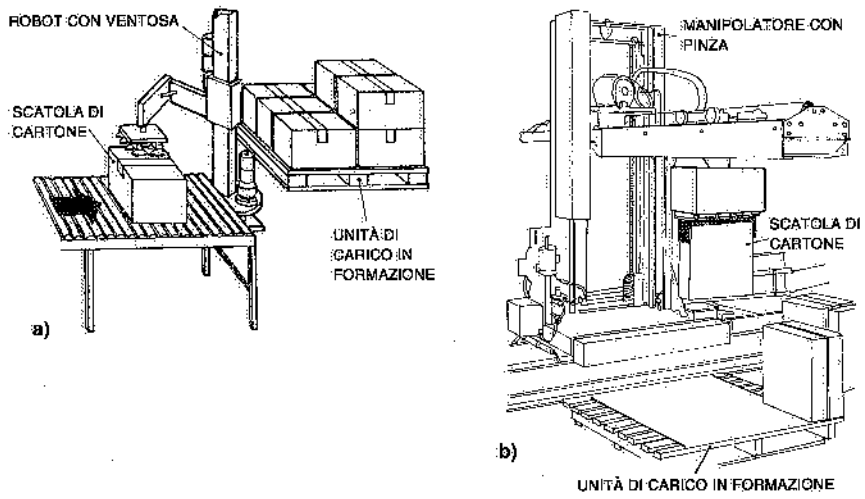


Fig. VIII.17 – Palettizzatori robotizzati: a) con presa mediante ventose; b) con pinza autoregolante.

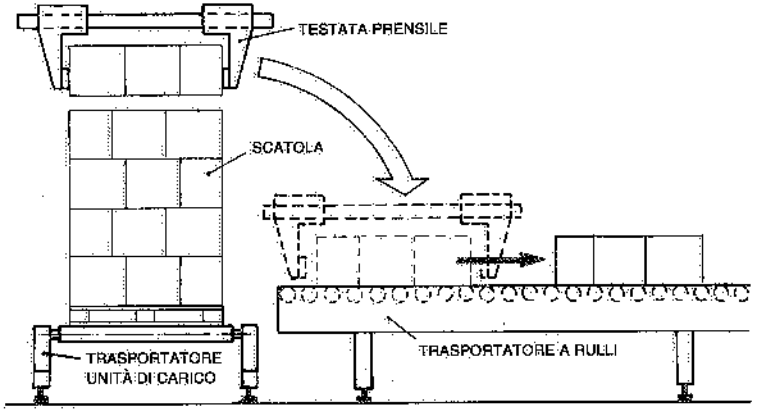


Fig. VIII.18 – Depalettizzatore automatico delle scatole disposte su paletta.

sulle altre, le palette scariche (dalle quali cioè è stato prelevato il carico); le palette possono essere in legno, metallo, fogli di plastica o cartone ed avere diverse dimensioni. Da tali accumuli (fig. VIII.20), le palette vengono poi riprese, una alla volta, per formare nuove entità di carico: si tratta pertanto di apparecchiature atte a costituire l'immagazzinamento e la distribuzione automatica delle palette in prossimità delle postazioni in cui si formano le unità di carico.

16. ***Pesatura automatica*** (fig. VIII.21), consistente in una bilancia in grado di pesare

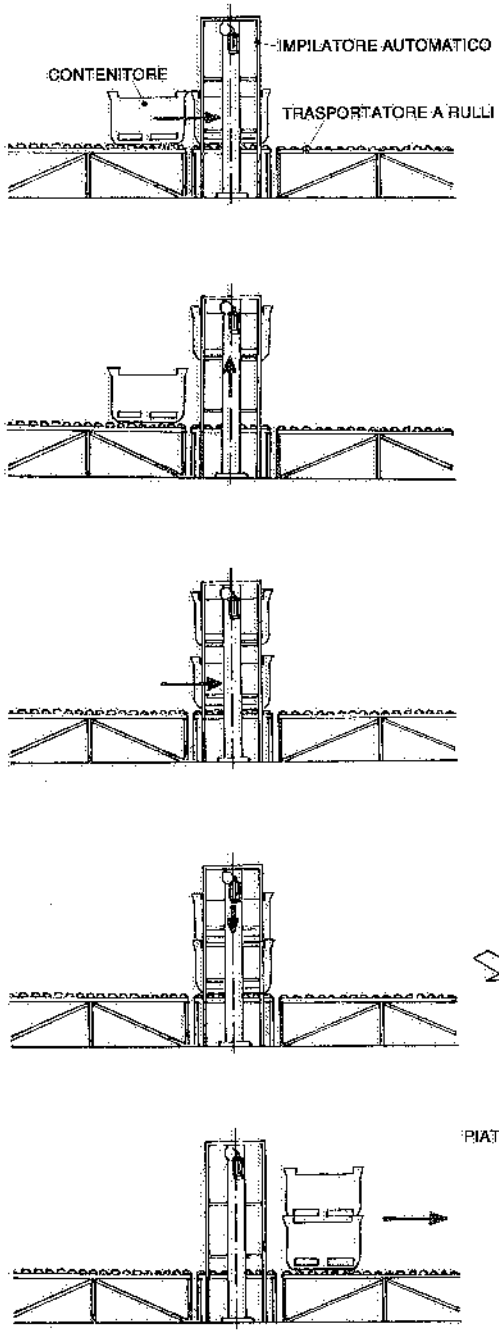


Fig. VIII.19 – Attrezzatura per sovrapporre in pile unità di carico.

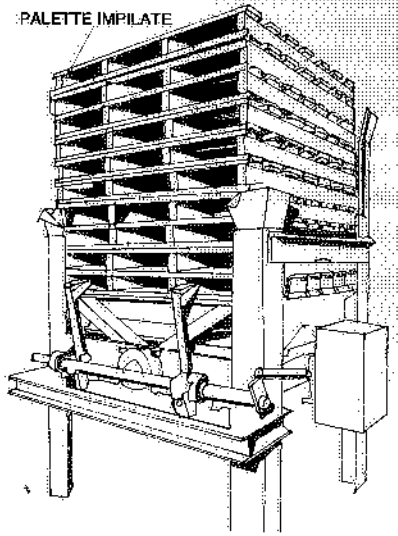


Fig. VIII.20 – Accumulatore–distributore di palette.

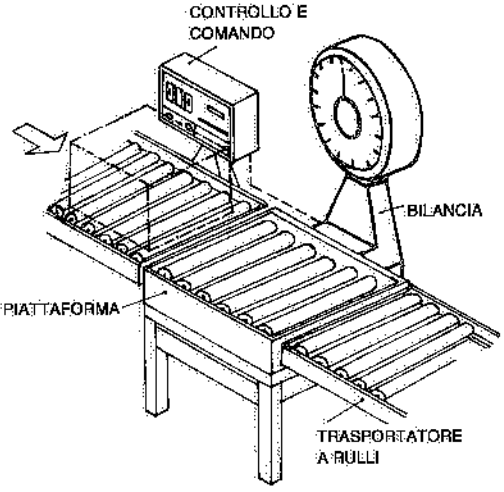


Fig. VIII.21 – Pesatura automatica di colli alimentati da un trasportatore a rulli.

automaticamente i carichi sovrastanti; di solito, tale bilancia è installata lungo una linea di imballo attrezzata con tulli o nastro motorizzati, ragione per cui anche il pianale di pesatura è attrezzato in modo che non vi siano soluzioni di continuità con i trasportatori che lo precedono e lo seguono. È anche possibile effettuare durante il trasporto la pesatura elettronica di unità di carico movimentate da un carrello elevatore o da un transpallet (fig. VIII.22): le celle di carico montate sul mezzo trasmettono segnali all'indicatore elettronico. Questa centralina, dotata di display e di stampante, in alcune versioni è estraibile, cosicché può essere eventualmente utilizzata in ufficio a fine lavoro.

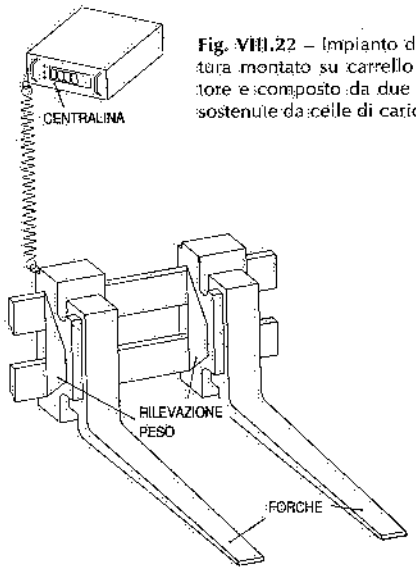


Fig. VIII.22 – Impianto di pesatura montato su carrello elevatore e composto da due piastre sostenute da celle di carico.

17. ***Dispositivi per il controllo-sagoma,*** già citati nel capitolo dei trasloelevatori (fig. VIII.23).

18. ***Impianti automatici di carico*** e ***scarico di semirimorchi ed autocarri.*** Nel caso più semplice, sul pianale dei veicoli si installano – longitudinalmente – alcuni cavi di acciaio, motorizzati e scorrevoli nei due sensi su guide incassate nel pianale stesso (fig. VIII.24). In luogo dei cavi, si prevedono trasportatori a catene motorizzate, anch'essi dotati di movimenti bidirezionali (fig. VIII.25). Entrambe le soluzioni consentono di caricare sul mezzo o di scaricare dallo stesso, con una sola operazione, tutta la partita di merce di cui trattasi: tale carico, infatti, si sposta con i cavi o le catene nel senso in cui gli stessi si muovono. Il numero delle funi e delle catene dipende dalle dimensioni della merce trasportata. Cavi e catene formano un anello che si chiude su un elemento mobile (correntemente deno-

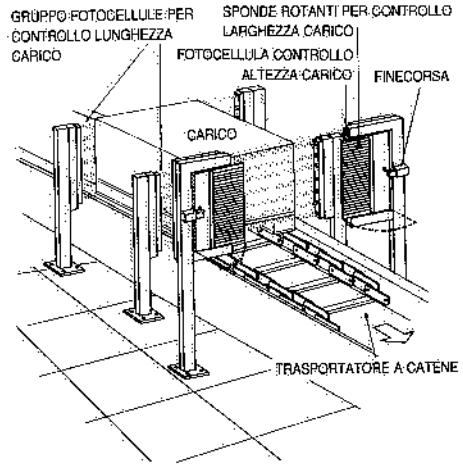


Fig. VIII.23 – Controllo-sagoma di unità di carico.

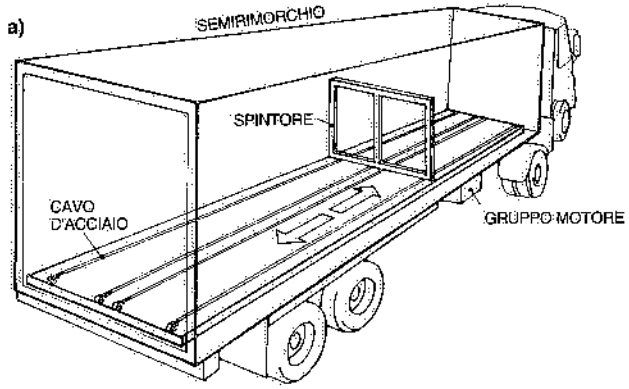
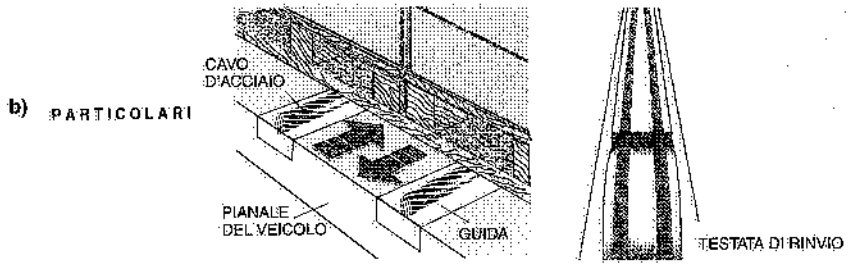


Fig. VIII.24 – Semirimorchio attrezzato con cavi di acciaio motorizzati ed elemento di spinta.



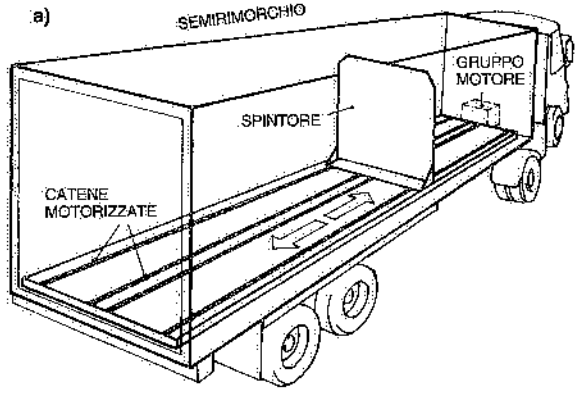
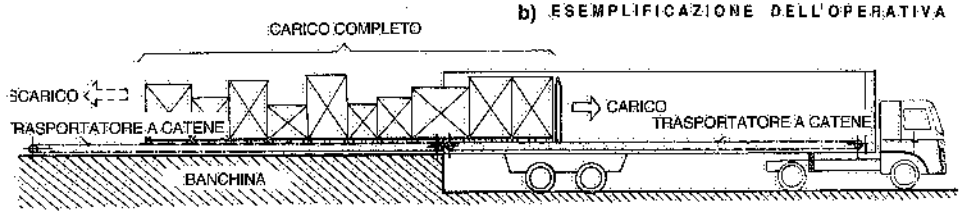


Fig. VIII.25 – Sul pianale del mezzo sono installate catene motorizzate formanti un anello chiuso sullo "spintore".



minato "spintore" in relazione alla funzione che esercita): quest'ultimo, infatti, facilita lo scarico dei materiali trasportati in quanto esercita sugli stessi una spinta sul fronte rivolto verso la cabina del mezzo; inoltre, in fase di carico, mantiene compattate le merci. La versione di fig. VIII.26 prevede sul pianale del veicolo, oltre ai trasportatori a catene motorizzate, alcuni trasportatori a rulli folli, paralleli ed intercalati ai primi; il carico appoggia sui rulli e viene trascinato dalle catene motorizzate in un senso o nell'altro. Sempre con riferimento a quest'ultima soluzione, i rulli e le catene possono assumere due posizioni in altezza: la prima, adottata durante il trasporto, li vede incassati dentro il pianale del veicolo; in tal modo, il carico appoggia sul pianale ed ha quindi la massima stabilità; la seconda posizione è utilizzata per le operazioni di carico e scarico e si ottiene sollevando i

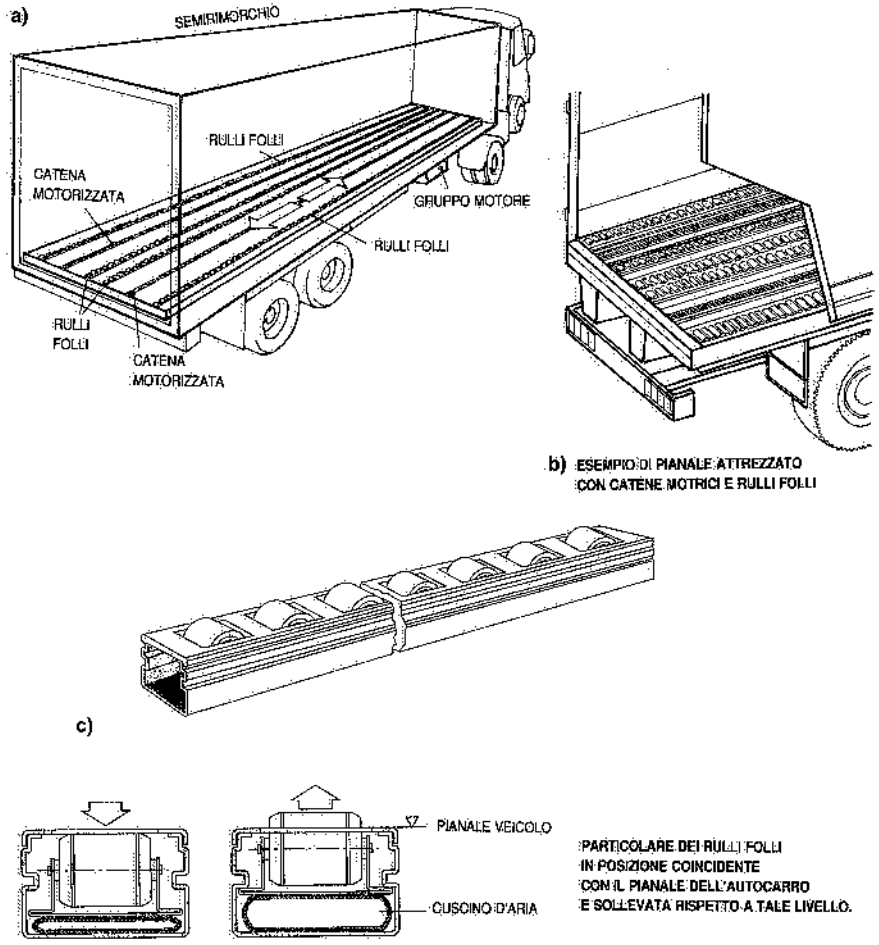


Fig. VIII.26 – Rulli folli e catene motrici risultano inseriti nel pianale del veicolo durante il trasporto delle merci e vengono sollevati nelle fasi di carico e scarico.

rulli e le catene di 12÷15 mm sopra il livello del pianale; tale sollevamento è ottenuto immettendo aria compressa, alimentata dall'impianto pneumatico del mezzo, in una parte inferiore gonfiabile (fig. VIII.26c).
Più recente è la soluzione di fig. VIII.27, basata sull'impiego di trasportatori a tapparelle che vengono a costituire un vero e proprio pianale portante motorizzato. Le tapparelle sono costruite in alluminio e montate su una struttura portante in acciaio od in alluminio; l'ingombro totale in altezza del "pianale mobile" non supera i 150 mm, mentre il carico specifico che può sopportare raggiunge i 1500 kg/mq.

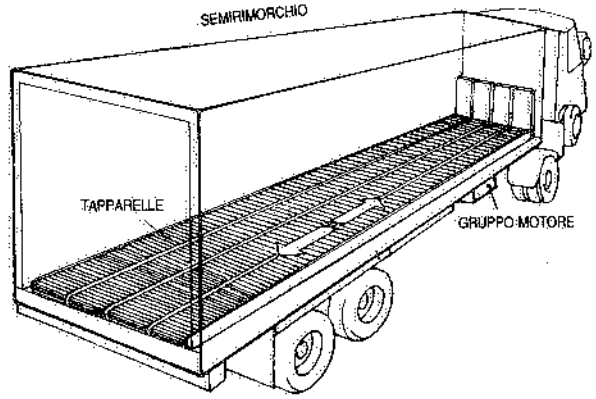


Fig. VIII.27 – Il pianale del veicolo è costituito da trasportatori a tapparelle.

Gli impianti automatici di carico e scarico dei veicoli industriali qui considerati richiedono che sulle banchine siano installati trasportatori motorizzati (fig. VIII.28), nonché dispositivi di centraggio verticale ed orizzontale tra i trasportatori stessi e gli automezzi. La situazione ottimale è ovviamente quella che vede il sistema automatico di carico-scarico installato sia in corrispondenza della stazione di spedizione sia in quella di arrivo della merce da trasportare.
Con un impianto automatico di carico e scarico, l'operazione relativa può essere compiuta in pochi minuti. Gli impianti elettrici che presiedono a tale automazione possono essere gestiti da PLC.

19. ***Postazioni attrezzate*** per il carico e lo scarico degli automezzi (fig. VIII.29): trattasi di punti di attracco dei veicoli comprendenti tre componenti base:
   a) una *rampa di carico regolabile* (vd. capitolo 31, § 5), atta a raccordare il piano di calpestio dello stabilimento e il pianale dell'automezzo con brandeggi positivi o negativi e munita di labbro incernierato o telescopico (fig. VIII.30);
   b) una *protezione flessibile*, realizzata con portali metallici, fissi o mobili, muniti di pantografi e idonei alla copertura della parte posteriore dell'automezzo durante le operazioni di carico o di scarico;
   c) un *portone di chiusura* rigido o flessibile (di solito, sezionale il primo, a scomparsa verticale rapida il secondo).

Quando la zona di carico/scarico degli automezzi si trova all'esterno dell'edificio

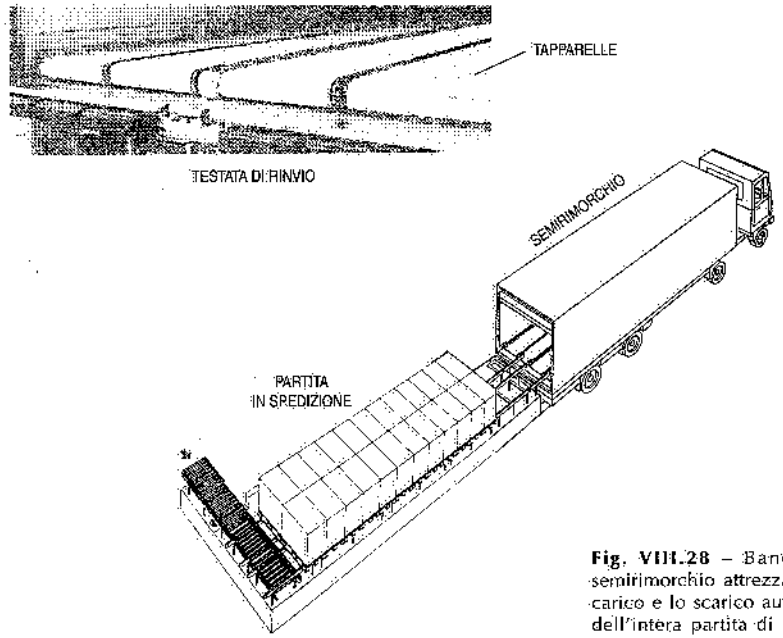


Fig. VIII.28 – Banchina e semirimorchio attrezzati per il carico e lo scarico automatico dell'intera partita di merci in spedizione (od in arrivo).

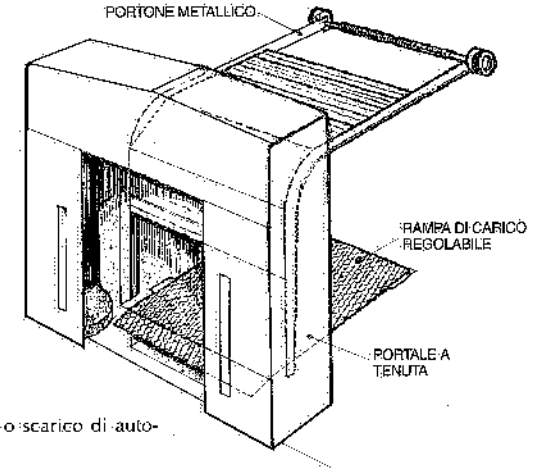


Fig. VIII.29 – Postazione di carico o scarico di autocarri furgonati.

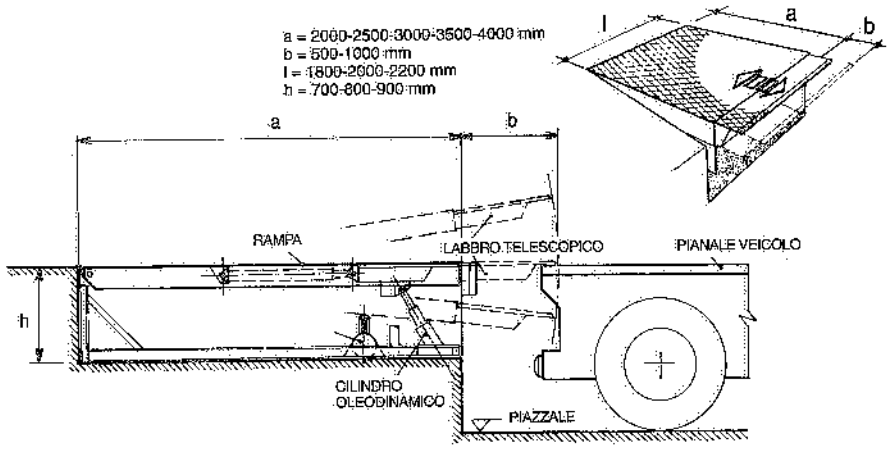


Fig. VIII.30 – Rampa di carico regolabile dotata di labbro telescopico.

oppure se i veicoli sono scoperti, si ricorre a "tunnel" mobili costituiti da un telone in poliestere sopportato da intelaiatura metallica fissa o scorrevole su rotaie, con movimento manuale o motorizzato (fig. VIII.31). Tali strutture, di larghezza e lunghezza adeguate alle esigenze, consentono di caricare e scaricare le merci e di costituire eventuali stoccaggi in loco.

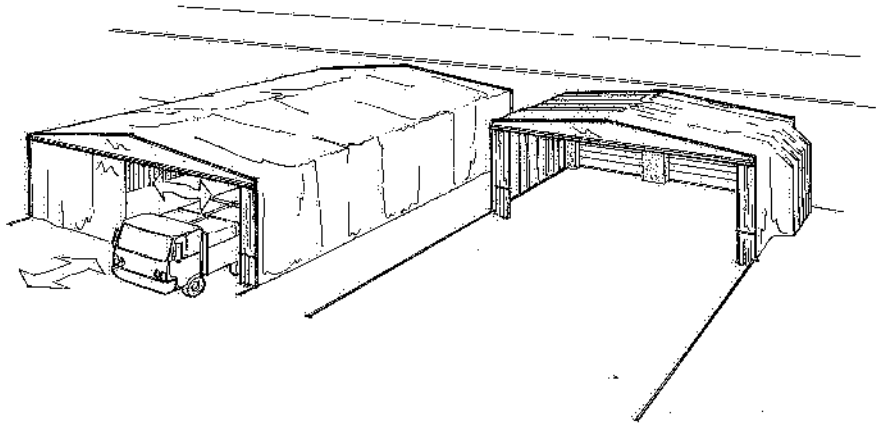


Fig. VIII.31 – Tunnel mobile per il carico e lo scarico all'aperto di automezzi.

VIII. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Alfa Coplan – Atro – Datalogic – Incas – Intermec – Luciano – Ocme – Rollerkit – Sipi – Space – Studio Packing – System – Trastecnica.

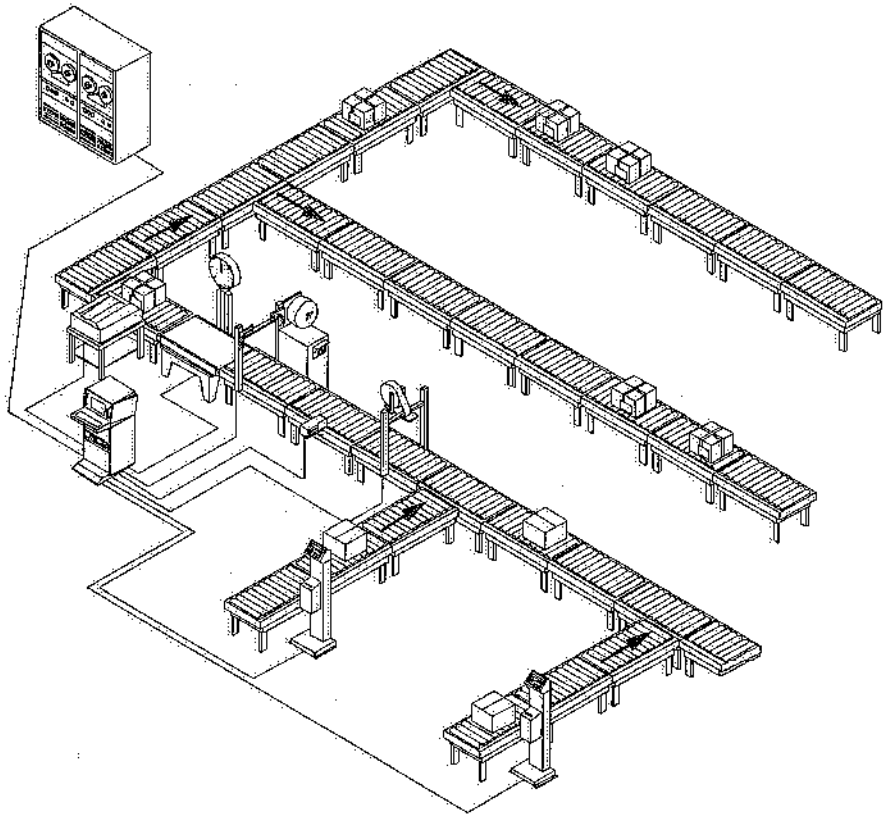


Fig. VIII.32 – Gestione automatica delle operazioni di imballaggio, pesatura ed etichettatura di colli.

IX. – Norme antinfortunistiche sui trasporti interni

Di volta in volta, nei capitoli relativi ai sistemi di trasporto considerati, abbiamo citato gli interventi essenziali per garantire il funzionamento in sicurezza degli impianti stessi. Si ritorna qui sull'argomento evidenziando anzitutto che, in Italia, la sicurezza antinfortunistica nel settore dei trasporti interni industriali ha – sostanzialmente – i seguenti riferimenti giuridici:

- il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547 (Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro);
- i D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, 19 marzo 1996, n. 242, e 4 agosto 1999, n. 359 (Attuazione di direttive CE riguardanti il miglioramento della sicurezza e della salute dei lavoratori sul luogo di lavoro);
- il D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459 (Regolamento per l'attuazione di direttive CE relative alle macchine);
- il D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493 (Segnaletica di sicurezza e salute su luogo di lavoro);
- il D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 494, e 19 novembre 1999, n. 528 (Prescrizioni minime di sicurezza e salute da attuare nei cantieri temporanei o mobili).

Di seguito, si citano le disposizioni contenute nei suddetti decreti aventi attinenza – in modo diretto o indiretto – con i trasporti interni. Successivamente, si accennerà alle norme tecniche nazionali e comunitarie concernenti lo stesso tema.

D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547

Questo decreto fornisce alcune indicazioni di carattere generale relativamente ai seguenti aspetti antinfortunistici:

- la protezione delle macchine e di loro parti in movimento, nonché di motori, trasmissioni ed ingranaggi;
- la segregazione di zone operative che possano costituire un pericolo per i lavoratori;
- la posizione e le caratteristiche degli organi di comando delle macchine;
- il blocco nella posizione di fermo delle macchine (per operazioni di carico, riparazione, manutenzione, ecc.).

Il capitolo dedicato ai *mezzi ed apparecchi di sollevamento, trasporto ed immagazzinamento* contiene una serie di disposizioni generali relative a:

– stabilità del mezzo e del carico;
– indicazione della portata;
– dispositivi di frenatura, di arresto automatico e di segnalazione acustica e visiva;
– organi di avvolgimento di funi e catene;
– posti di manovra.

Disposizioni più dettagliate riguardano *le gru, gli argani, i paranchi e simili* relativamente a:
– passaggi e posti di lavoro sottostanti a carichi sospesi;
– piani di scorrimento dei carriponte;
– stabilità, ancoraggio ed arresti di fine corsa delle gru;
– divieto di discesa libera dei carichi;
– difesa delle aperture per il passaggio dei carichi.

Con riferimento a *elevatori e trasportatori a piani mobili, a tazze, a coclea, a nastro e simili,* il D.P.R. n. 547/1955 prescrive che:
– i trasportatori verticali siano sistemati dentro "vani chiusi" e siano dotati di dispositivo di arresto rapido presso i posti di carico e scarico;
– i trasportatori a nastro, a tazze ed a piani mobili aventi tratti in pendenza siano provvisti di un dispositivo automatico di arresto in caso di improvvisa mancanza di forza motrice;
– le aperture per il carico e lo scarico dei trasportatori siano protette contro la caduta ed il contatto con organi in moto;
– lo spazio sottostante ai trasportatori sia reso inaccessibile oppure si adottino misure contro il pericolo di caduta dei materiali.

Infine, sui *mezzi ed apparecchi di trasporto meccanici,* il decreto fornisce indicazioni circa:
– la velocità ed il percorso previsto;
– le difese terminali dei binari;
– l'attacco ed il distacco dei mezzi di trasporto;
– il blocco degli organi di comando dei motori elettrici;
– le difese nei piani inclinati sui quali si muovono carrelli, convogli o vagonetti;
– le barriere da prevedere davanti alle uscite dai locali ed alle vie di transito e manutenzione dei mezzi meccanici;
– l'illuminazione notturna dei segnali indicanti pericolo nelle zone di transito dei trasporti meccanici;
– la presenza di un incaricato che provveda alle segnalazioni quando uno o più veicoli sono mossi da un mezzo meccanico il cui conducente non può controllare il percorso.

Per quanto riguarda i pavimenti (sui quali transitino persone e mezzi di trasporto), il suddetto D.P.R. precisa che gli stessi "non devono presentare buche o sporgenze pericolose e devono essere in condizioni tali da rendere sicuro il movimento ed il transito delle persone e dei mezzi di trasporto"; inoltre, nel caso di passaggi destinati a persone e veicoli, il transito pedonale deve disporre di una larghezza minima sufficiente al di fuori dell'ingombro massimo dei veicoli. Quando poi, per evidenti ragioni tecniche, non risulti possibile "eliminare dalle zone di transito ostacoli fissi o mobili che costituiscono pericolo per i lavoratori od i veicoli che tali zone devono percorrere, gli ostacoli devono essere adeguatamente segnalati" (1).

(1) La segnaletica relativa ad eventuali ostacoli presenti lungo il percorso di un mezzo motorizzato è costituita, di solito, da strisce di colore giallo-nero e da una adeguata segnaletica di sicurezza (divieti di accesso, di transito veicoli, ecc.).

Nonostante la ovvia difficoltà di estendere le norme antinfortunistiche formulate nei primi anni Cinquanta ai sistemi di trasporto realizzati nei decenni successivi, si ritiene ragionevole sostenere che le disposizioni sulla protezione degli organi lavoratori e delle zone di operazione presso le macchine (articoli 68÷71) sono applicabili alla protezione o segregazione delle zone in cui operano i trasloelevatori nei magazzini intensivi; così pure per quanto riguarda gli accorgimenti e le barriere distanziatrici da prevedere a protezione degli addetti che intervengono su parti o aree di impianto cui corrispondono situazioni di pericolo (articoli 72÷78).

E, ancora, possono essere estese anche ai sistemi di trasporto automatico (quali AGV, carrelli automotori, skid, trasloelevatori), le disposizioni relative ai trasportatori convenzionali (articoli 168÷175). Infine, è possibile applicare ai carrelli automotori aerei, le norme su elevatori e trasportatori a piani mobili, a tazze, a nastro e simili (articoli 208÷214).

D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, 19 marzo 1996, n. 242, 4 agosto 1999, n. 359

Le disposizioni di questi decreti applicabili al *material handling* si possono così riassumere:
1) uso di segnali di avvertimento e di sicurezza inerenti alla movimentazione dei materiali;
2) scelta di attrezzature e modalità di lavorazione che soddisfino i principi ergonomici;
3) utilizzo corretto dei mezzi di trasporto e dei dispositivi di sicurezza;
4) individuazione delle misure per la sicurezza degli ambienti di lavoro, e dunque anche quando in tali ambienti operino sistemi di movimentazione;
5) adozione di provvedimenti di prevenzione incendi e lotta antincendio (si pensi a certi magazzini industriali);
6) informazione e formazione dei lavoratori, addetti a mezzi di trasporto interno, sui rischi per la sicurezza e la salute in relazione all'attività svolta;
7) pavimenti e passaggi sgombri da materiali che ostacolino la normale circolazione;
8) nei locali adibiti a magazzino non sono ammesse le porte scorrevoli, le saracinesche a rullo, le porte girevoli su asse centrale, a meno che esistano altre porte apribili verso l'esterno del locale;
9) vie di circolazione, comprese scale, scale fisse, banchine e rampe di carico, situate in modo tale che i pedoni o i veicoli possano utilizzarle in piena sicurezza e conformemente alla loro destinazione;
10) adozione di dispositivi o predisposizioni atti ad impedire l'accesso ai lavoratori non autorizzati in zone di pericolo o che presentino rischi di investimento o di caduta di oggetti;
11) impiego di attrezzature meccaniche al fine di evitare la movimentazione manuale dei carichi da parte dei lavoratori; ove ciò non sia possibile, si devono organizzare i posti di lavoro in modo che detta movimentazione sia sicura (2) e i carichi sollevati – saltuariamente – non superino i 30 kg_f per gli uomini adulti e i 20 kg_f per le donne adulte;
12) messa a disposizione dei lavoratori e uso da parte degli stessi di dispositivi di pro-

(2) Poiché la movimentazione manuale dei carichi comporta dei rischi (in particolare, di lesioni dorso-lombari), il datore di lavoro deve fornire ai lavoratori informazioni sul peso, sul centro di gravità e sul modo corretto di eseguire tale lavoro.

tezione individuale contro i rischi suscettibili di minacciarne la sicurezza; così, i lavori su ascensori e montacarichi, apparecchi di sollevamento e gru richiedono la protezione del capo; la movimentazione e lo stoccaggio dei materiali comportano la protezione del piede con scarpe di sicurezza; posti di lavoro in cabine sopraelevate di gru e in cabine di manovra di trasloelevatori devono essere dotati di attacco di sicurezza con corda;

13) progettisti, fabbricanti ed installatori di mezzi di trasporto, devono fornire macchine, attrezzature e dispositivi di protezione rispondenti ai requisiti essenziali di sicurezza.

Con particolare riferimento alla sicurezza delle macchine e attrezzature (quali sono, ad esempio, gli apparecchi di sollevamento), il costruttore deve:
- valutare i rischi connessi ed eliminarli o predisporre i necessari dispositivi di sicurezza;
- elaborare un manuale recante le istruzioni per l'uso e la manutenzione;
- rilasciare una dichiarazione di conformità alle pertinenti direttive;
- apporre la marcatura CE e le caratteristiche tecniche della macchina;
- eseguire il collaudo della stessa.

Il costruttore si assume le conseguenti responsabilità civili e penali previste dal Codice Civile e dai citati Decreti (nonché dal D.Lgs. 17 marzo 1995, n. 115), anche per i danni eventualmente provocati da *difetti* (vd. D.P.R. 24 maggio 1988, n. 224) della sua macchina o attrezzatura.

Ma anche l'utilizzatore assume la responsabilità della sicurezza per quanto concerne:
- l'installazione e l'impiego della macchina o dell'attrezzatura;
- la manutenzione in conformità alle istruzioni del costruttore;
- le modifiche sostanziali, quali la sostituzione di elementi con altri di dimensione o tipo differente, oppure le modifiche dimensionali;
- la comunicazione all'ISPESL (Istituto Superiore per la Prevenzione e la Sicurezza sul Lavoro) della avvenuta installazione.

Il D.Lgs. 359/1999 precisa, in particolare, gli obblighi dei datori di lavoro circa l'uso delle attrezzature mobili, semoventi o meno. Tra le diverse disposizioni in merito, si citano le seguenti:

a) adottare regole organizzative e di circolazione per le attrezzature utilizzate nelle varie zone di lavoro;
b) scegliere attrezzature di lavoro destinate a sollevare carichi, dotate di accessori adeguati ai carichi da movimentare, punti di presa, dispositivi di aggancio, imbracatura adatta;
c) evitare che i raggi di azione dei carichi sollevati da due o più attrezzature di lavoro possano intersecarsi;
d) organizzare le operazioni di aggancio e sgancio dei carichi in modo che si svolgano con la massima sicurezza dei lavoratori;
e) eseguire verifiche di prima installazione e verifiche periodiche delle attrezzature elencate nel decreto di cui trattasi (3).

(3) Con particolare riferimento alla movimentazione di persone e cose, si citano le seguenti attrezzature:
- funi e catene di impianti ed apparecchi di sollevamento e di trazione;
- gru ed apparecchi di sollevamento di portata > 200 kg;
- ponteggi metallici fissi;
- argani e funi dei ponti sospesi;
- ascensori e montacarichi in servizio privato.

D.P.R. 24 luglio 1996, n. 459

Trattasi di un regolamento le cui norme si applicano alle macchine. Il decreto introduce anzitutto le seguenti definizioni:
- *macchina*: "insieme di apparecchiature disposte e comandate in modo da avere un funzionamento solidale";
- *zona pericolosa*: "qualsiasi zona all'interno e/o in prossimità di una macchina in cui vi sia un rischio per la sicurezza e la salute delle persone esposte";
- *persona esposta*: "qualsiasi persona che si trovi, interamente od in parte, in una zona pericolosa";
- *operatore*: "la o le persone incaricate di installare, far funzionare, regolare, eseguire la manutenzione, pulire, riparare e trasportare una macchina";
- *conducente*: "un operatore incaricato dello spostamento della macchina dalla quale può essere trasportato o che può accompagnare a piedi od azionare mediante telecomando".

Con particolare riferimento ai mezzi di sollevamento e trasporto, il decreto citato prescrive i requisiti essenziali di sicurezza relativamente a:

a) *sistemi di comando*, che devono essere sicuri ed affidabili (in particolare, chiaramente visibili e disposti in modo da garantire una manovra sicura);
b) *dispositivi di segnalazione* sulle macchine: il posto di comando deve essere dotato di un segnale di avvertimento sonoro e/o visivo e consentire all'operatore di rilevare la presenza di persone esposte nelle zone di rischio;
c) caratteristiche delle *protezioni* fisse e mobili e dei *dispositivi di protezione*;
d) *marcature CE* e altre indicazioni (4) indispensabili alla sicurezza d'esercizio (in particolare, le istruzioni per l'uso);
e) *posti di guida*, *cabine* e *sedili* progettati tenendo conto dei principi dell'ergonomia;
f) *dispositivi* di comando, avviamento, rallentamento e arresto;
g) misure di protezione contro i *rischi meccanici* (ribaltamento, caduta di oggetti o dell'operatore, trasmissione di potenza, accessori di imbracatura, ecc.).

Inoltre, gli spostamenti delle macchine semoventi con conducente trasportato devono risultare possibili solo se il conducente si trova al posto di comando.

D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493

Il decreto stabilisce le prescrizioni per la segnaletica di sicurezza sui luoghi di lavoro. In particolare, precisa le caratteristiche dei cartelli di divieto, di avvertimento, di prescrizione e di salvataggio.

Fornisce inoltre prescrizioni per:
- le segnalazioni di ostacoli, punti di pericolo e vie di circolazione;
- i segnali luminosi e acustici;
- le comunicazioni verbali;
- i segnali gestuali.

In fig. IX.1 sono riportati i tipi di cartelli aventi attinenza con la movimentazione dei materiali e delle persone negli ambienti di lavoro.

A sua volta, la fig. IX.2 evidenzia alcune segnaletiche a pavimento utilizzate negli stabilimenti industriali per delimitare i passaggi pedonali e veicolari.

(4) Tali attestati vengono assegnati alle macchine per le quali il costruttore abbia opportunamente certificato la rispondenza alle normative tecniche vigenti: a queste condizioni, il costruttore può apporre la marcatura "CE" di conformità sui propri prodotti.

Fig. IX.1 – Segnaletica di sicurezza e di salute sui luoghi di lavoro.

Vietato fumare

Divieto di transito

Vietato l'accesso alle persone e ai mezzi non autorizzati

Divieto di transito ai carrelli elevatori

Vietato il trasporto di persone

Non usare acqua per spegnere incendi

a) Cartelli di divieto: pittogramma nero su fondo bianco, bordo e banda rossi

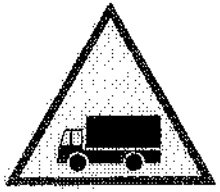
Pericolo

Materiale infiammabile

Attenzione ai carichi sospesi

Attenzione ai carrelli

Pericolo di caduta



Attenzione agli autocarri

b) Cartelli di avvertimento: pittogramma nero su fondo giallo, bordo nero

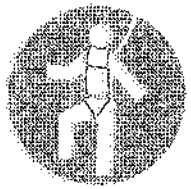
N.B. I pittogrammi utilizzati possono differire leggermente dalla figure riportate o presentare rispetto ad esse un maggior numero di particolari, purché il significato sia equivalente e non sia reso equivoco da alcuno degli adattamenti o delle modifiche apportati.

Protezione obbligatoria degli occhi

Casco di protezione obbligatoria

È obbligatorio l'uso di calzature protettive

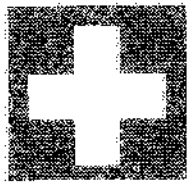
Usare i guanti di protezione



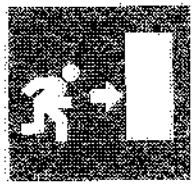
Cintura di sicurezza contro le cadute

Carrelli a passo d'uomo

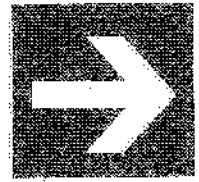
c) Cartelli di prescrizione: pittogramma bianco su fondo azzurro



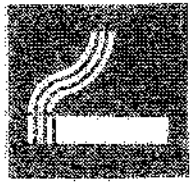
Pronto soccorso o infermeria



Uscita di emergenza

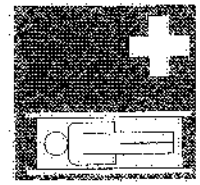


Freccia direzionale



In questo locale è permesso fumare

Scala di emergenza



Barella di pronto soccorso

d) Cartelli di salvataggio: pittogramma bianco su fondo verde

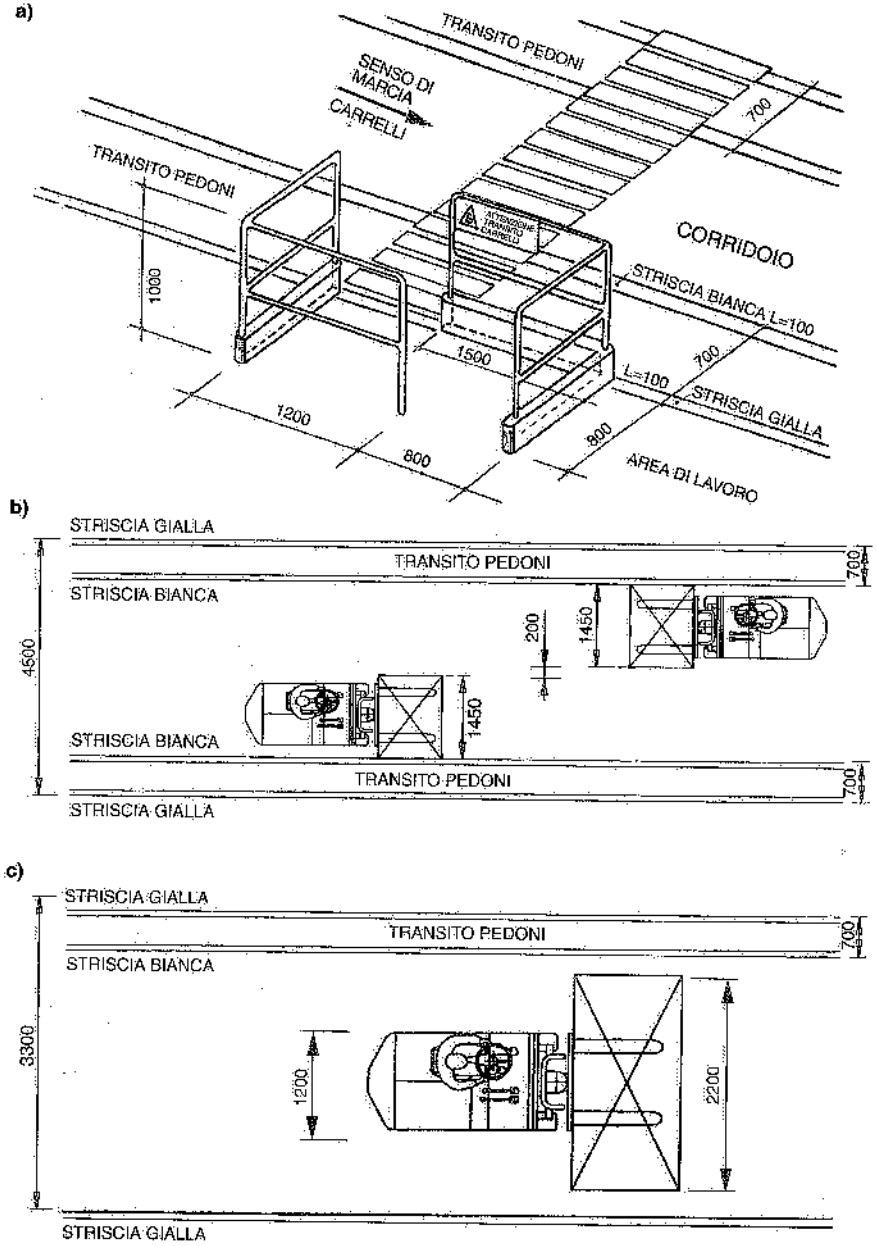


Fig. IX.2 – Segnaletica a pavimento per la sicurezza delle persone che si muovono nei reparti di lavoro: a) attraversamento pedonale del corridoio percorso da mezzi di trasporto e transiti pedonali sui lati del corridoio stesso; b) corridoio con doppio senso di marcia dei carrelli e transito pedonale sui due lati; c) corridoio a senso unico di marcia dei carrelli e transito pedonale su un solo lato.

La fig. IX.3 esemplifica un'area ricavata nei reparti di lavoro per consentire la "pausa caffè" agli operatori, evitando i pericoli connessi al transito dei mezzi di trasporto.

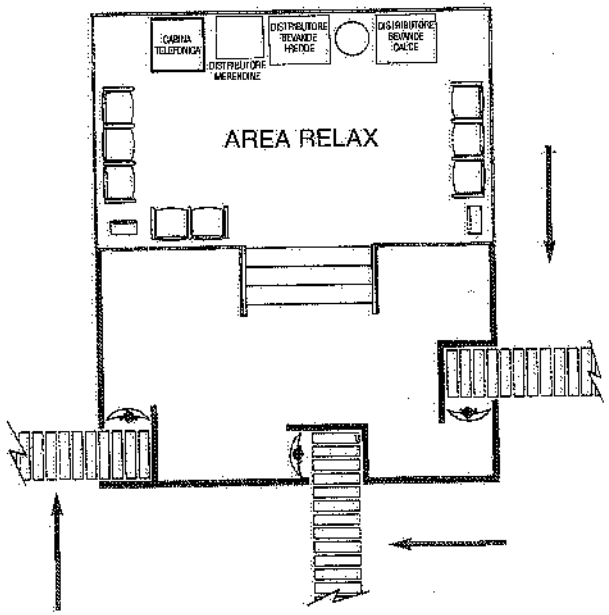


Fig. IX.3 – Ambiente riservato a pausa durante i turni di lavoro.

D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 494, e 19 novembre 1999, n. 528

Noti come "direttiva cantieri", questi decreti contengono le prescrizioni di sicurezza da soddisfare nei cantieri temporanei o mobili, tipici dell'industria delle costruzioni e dei montaggi di impianti.

Il *committente* dei lavori, o il soggetto dallo stesso incaricato (*responsabile dei lavori*), definisce i tempi di esecuzione e nomina il *coordinatore per la progettazione* ed il *coordinatore per l'esecuzione dei lavori* (5).

Il coordinatore per la progettazione redige un piano di sicurezza e di coordinamento, nel quale sono definiti – tra l'altro – i seguenti elementi:

a) modalità da seguire per la recinzione del cantiere, gli accessi e le segnalazioni;
b) viabilità principale di cantiere;
c) impianti di alimentazione e reti principali di elettricità, acqua, gas ed energia;
d) impianti di terra e di protezione contro le scariche atmosferiche;
e) misure generali di protezione da adottare contro il rischio di caduta dall'alto.

Redige inoltre un fascicolo contenente le informazioni utili ai fini della preven-

(5) È consentito far svolgere una o entrambe le funzioni da un'unica persona (eventualmente lo stesso responsabile dei lavori, se in possesso dei requisiti previsti). Inoltre, la funzione di coordinatore in fase di esecuzione può essere affidata al direttore dei lavori.

zione e protezione dai rischi durante l'esecuzione dei lavori e – a lavori terminati – in occasione della manutenzione ordinaria e straordinaria.

Il coordinatore per l'esecuzione dei lavori provvede a che le disposizioni del piano di sicurezza e di coordinamento vengano applicate.

I datori di lavoro delle imprese esecutrici devono attuare quanto previsto nel piano e rispettare le norme di sicurezza contenute nella vigente legislazione (6).

Norme CEI

Le vigenti norme di legge stabiliscono che gli impianti elettrici realizzati secondo le pertinenti norme CEI sono considerati come costruiti a regola d'arte. Ne consegue che la rispondenza degli impianti elettrici a tali norme è condizione sufficiente perché gli stessi possano considerarsi sicuri.

Fra le norme CEI che riguardano più da vicino i sistemi di trasporto interno si citano le seguenti:

- la norma CEI 44-5, "Equipaggiamenti elettrici di macchine industriali: norme generali" e la corrispondente norma europea EN 60204-1;
- la norma CEI 64-2, "Impianti elettrici nei luoghi con pericolo di esplosione";
- la norma CEI 64-8, "Impianti elettrici utilizzatori a tensione non superiore a 1000 V in c.a. ed a 1500 V in c.c.";
- la norma CEI 20-22 II, "Prova dei cavi non propaganti l'incendio".

Normative europee e UNI

Il CEN (Comité Européen de Normalisation) ha prodotto alcune norme armonizzate che riguardano sia le fasi di progettazione, costruzione ed installazione delle macchine, sia i collaudi, l'esercizio, l'ispezione e la manutenzione delle stesse.

Inoltre, numerose norme UNI hanno attinenza con la sicurezza nel trasporto dei materiali all'interno delle aziende. In particolare, le seguenti:

- UNI EN 292/1 e 2 "Sicurezza del macchinario: concetti fondamentali";
- UNI EN 414 "Regole per la stesura e la redazione di norme di sicurezza";
- UNI EN 294 "Sicurezza del macchinario: distanze di sicurezza per impedire il raggiungimento di zone pericolose con la arti superiori";
- UNI EN 349 "Sicurezza del macchinario: spazi minimi per evitare lo schiacciamento di parti del corpo";
- UNI EN 418 "Sicurezza del macchinario: equipaggiamenti di arresto d'emergenza";
- UNI EN 528 sulla sicurezza dei trasloelevatori.

E ancora, sono oggetto di norme UNI i seguenti apparecchi: nastri trasportatori, carrelli elevatori, apparecchi di sollevamento, trasportatori a vite, ascensori e montacarichi, scale e marciapiedi mobili. I Comitati TC 114-148-149-150, che in ambito europeo si occupano della sicurezza nel settore del *material handling*, hanno elaborato numerose norme inerenti ai seguenti argomenti: dispositivi di comando delle macchine; sistemi di trasporto continui; trasporti pneumatici e di materiali alla rinfusa; macchine di immagazzinamento e ripresa viaggianti su rotaia; carrelli elevatori.

(6) In particolare, per quanto concerne le porte e i portoni, i pavimenti, le pareti e le porte trasparenti, le vie di circolazione, le scale e i marciapiedi mobili. Si deve inoltre provvedere alla rimozione dei materiali pericolosi e allo stoccaggio dei detriti in condizioni di sicurezza.

Si citano, in particolare, le seguenti norme:

- EN 618 sui requisiti di sicurezza per trasportatori meccanici di unità di carico e di materiali alla rinfusa;
- EN 619 sui requisiti di sicurezza per trasportatori meccanici di unità di carico;
- EN 620 su ulteriori requisiti di sicurezza per trasportatori meccanici sia di unità di carico sia di materiali alla rinfusa;
- EN 1050 sulla valutazione dei rischi delle macchine;
- UNI EN 1525 e 1526 sui sistemi di trasporto AGV;
- EN 13241 recante norme di prodotto per porte e cancelli industriali.

Le rampe di carico devono rispondere alla norma UNI EN 1398. Per le piattaforme di carico il problema normativo è più complesso perché si configurano come montacarichi: si fa pertanto riferimento alla norma EN 1570. Sia le pedane sia le piattaforme devono essere marcate CE, rispettando i requisiti della Direttiva Macchine.

Anche due norme FEM (Fédération Européenne de la Manutention) hanno un preciso interesse antinfortunistico nei magazzini:

- FEM 9.753 "Safety rules for storage and retrieval machines";
- FEM 9.754 "Safety rules for miniload storage and retrieval machines".

N.B.: Ogni volta che si presentano situazioni che coinvolgono la sicurezza sui luoghi di lavoro (e i trasporti interni rientrano in questa casistica), si deve preventivamente fare il punto sullo stato dell'arte della pertinente normativa giuridica e tecnica.

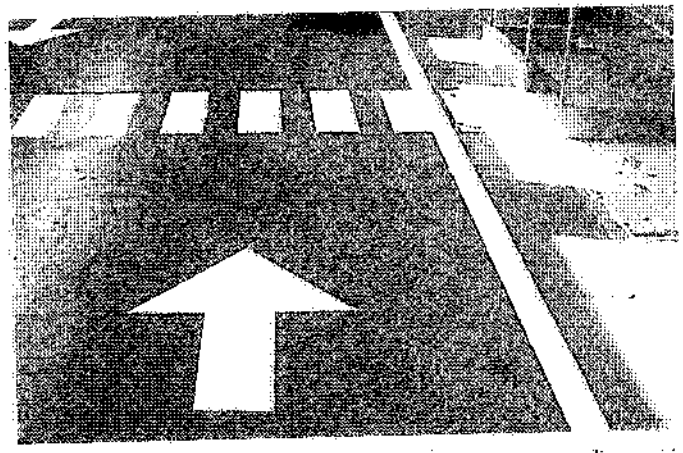


Fig. IX.4 – Strisce pedonali in corrispondenza dell'attraversamento di un corridoio destinato al transito di carrelli semoventi.

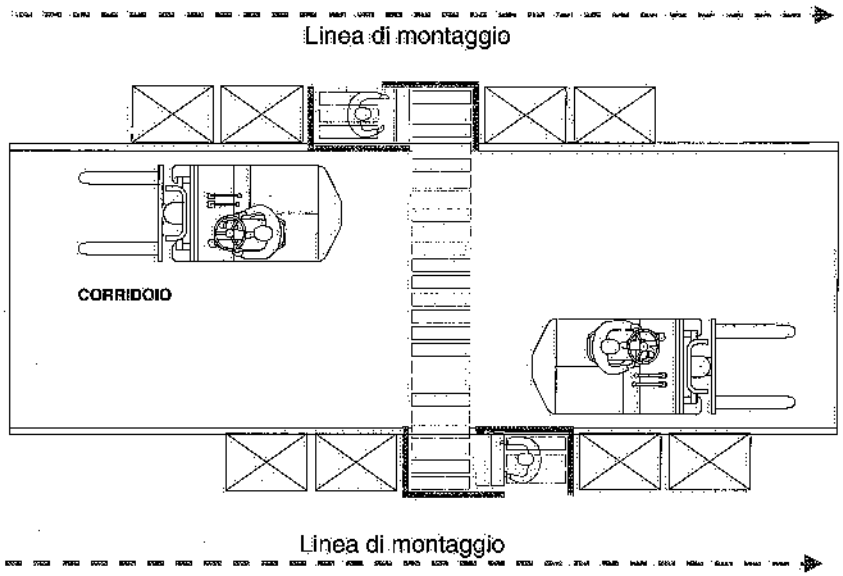


Fig. IX.5 – Raffigurazione dell'attraversamento pedonale in una officina di montaggi.

X. – Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico

(vd. capitolo 37)

Gli impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico possono essere del tipo cosiddetto "a umido" oppure del tipo denominato "a secco".

Con riferimento ai primi (fig. X.1), si può dire, in sintesi, che si tratta di tuba-

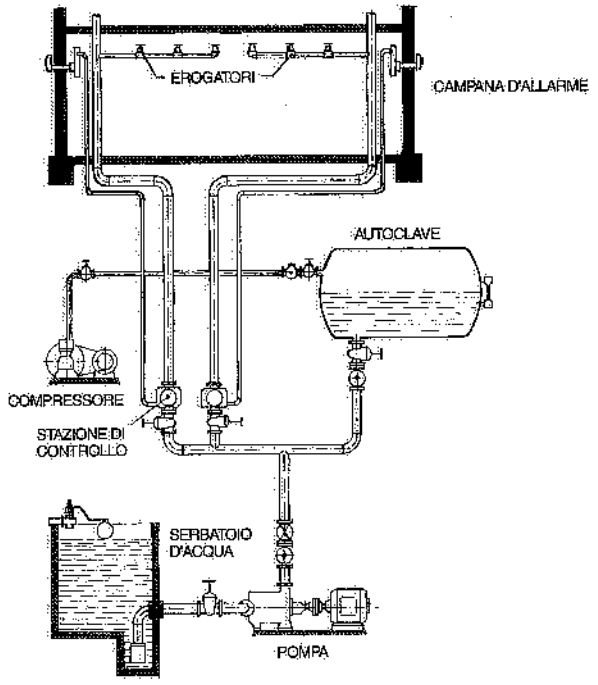


Fig. X.1 – Impianto antincendio a pioggia del tipo "a umido".

zioni costantemente riempite di acqua in pressione, alimentata da serbatoio sopraelevato od autoclave oppure mediante pompe previste allo scopo o, ancora, dall'acquedotto pubblico; su tali tubazioni sono installate le "testine sprinkler" (fig. X.2),

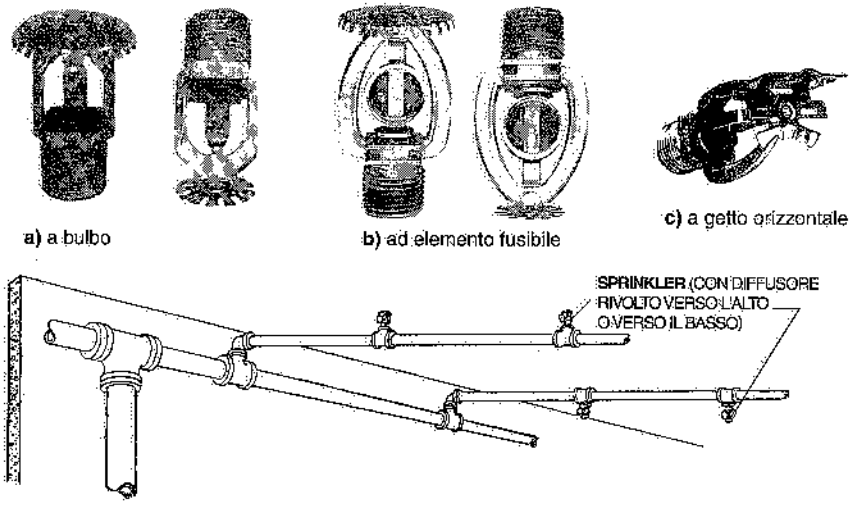


Fig. X.2 – Ugelli erogatori sprinkler e modalità di installazione sulle tubazioni della rete antincendio.

tenute chiuse da un'ampolla di liquido termosensibile o da un elemento fusibile, che – in condizioni normali – impedisce la fuoriuscita dell'acqua; allorquando, a seguito di un incendio, la temperatura ambiente raggiunge un valore prefissato – al quale sono tarati gli erogatori – il liquido si espande e rompe l'ampolla ovvero la lamina fonde e l'acqua, non più trattenuta, si espande "ad ombrello" nello spazio sottostante.

Sovente, a monte delle tubazioni su cui sono installati gli erogatori, vale a dire sulla alimentazione dell'impianto, è prevista una valvola di controllo (fig. X.3) che, quando uno sprinkler entra in funzione, si apre automaticamente – consentendo l'afflusso dell'acqua – ed attiva un dispositivo di allarme (di solito, si tratta di una campana idraulica): in tal modo, risultano assicurate sia l'alimentazione dell'acqua, sia la rivelazione dell'incendio. La suddetta valvola di controllo fa parte di una vera e propria *stazione di controllo*, comprendente:

- una saracinesca di intercettazione;
- la suddetta valvola di controllo ed allarme, collegata alla campana idraulica (1);
- una saracinesca per lo scarico delle tubazioni ed un rubinetto di prova dell'alimentazione;
- manometri a monte ed a valle della valvola di controllo ed allarme.

Quando sussiste il pericolo di gelo, l'impianto sprinkler deve essere a secco

(1) Al fine di ridurre i costi di impianto, talvolta non si installa la valvola di controllo, ma si prevede una valvola di ritegno ed un flussostato collegato al quadro elettrico locale dotato di sirena.

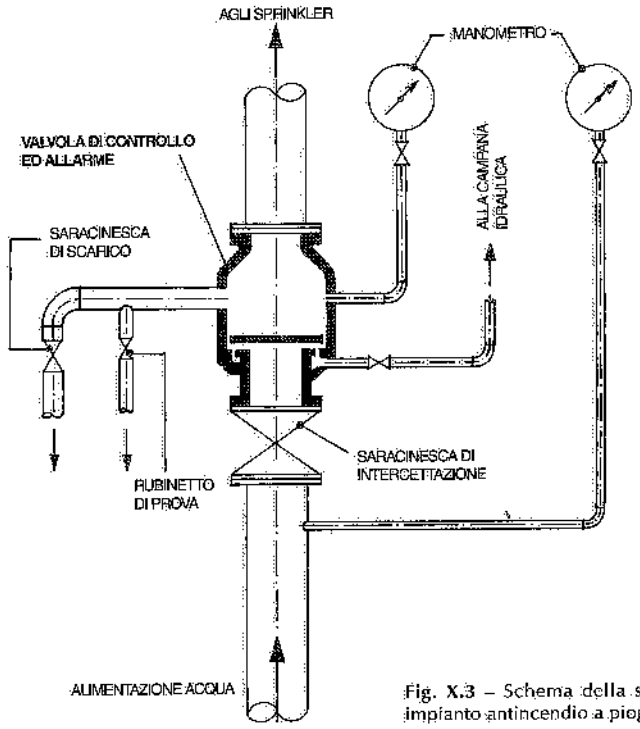


Fig. X.3 – Schema della stazione di controllo di un impianto antincendio a pioggia del tipo "a umido".

(fig. X.4), vale a dire che le tubazioni a valle della valvola di controllo ed allarme, anziché acqua, contengono aria in pressione: l'apertura degli erogatori provoca la fuoriuscita di tale aria e, conseguentemente, l'apertura di un'apposita valvola, che consente l'introduzione in rete dell'acqua e la successiva scarica attraverso gli sprinkler che si sono aperti.

La valvola di controllo ed allarme "a secco" separa l'alimentazione dell'acqua dalla rete degli sprinkler: essa agisce come la valvola "a umido" prima citata, ma è realizzata in modo che la pressione dell'aria contrasti la pressione dell'acqua a monte (fig. X.5): ciò si ottiene mediante un otturatore costituito da due piatti accoppiati fra di loro, uno dei quali – quello a contatto con l'aria – ha una superficie maggiore di quello a contatto con l'acqua: in tal modo viene contrastata la pressione dell'acqua, che, di solito, risulta da 1,5 a 2 volte superiore a quella dell'aria. Ovviamente, l'alimentazione dell'aria compressa dentro la rete deve essere automatica; ciò al fine di avere costantemente in pressione l'impianto ed evitare il pericolo di aperture accidentali della valvola a secco.

Un particolare tipo di impianto sprinkler è quello denominato *a preazione*: in tale impianto, le tubazioni con gli sprinkler non contengono né acqua né aria compressa; è però previsto un impianto di rivelazione che – attivato da un eventuale incendio – comanda l'apertura della valvola di alimentazione dell'acqua dentro le tubazioni degli sprinkler; questi entreranno in azione solo se la temperatura provocata dall'in-

cendio raggiungerà il livello di apertura degli ugelli erogatori.

Richiamati i concetti informatori degli impianti a sprinkler, si ritiene utile esporre una sintesi delle raccomandazioni attualmente seguite da progettisti, costruttori e gestori di tali impianti.

Trattasi delle norme di cui alle UNI 9489-9490-9491, derivate (con opportune integrazioni) dalle "Norme di installazione, costruzione ed esercizio degli impianti fissi di estinzione a pioggia" elaborate in precedenza dal Concordato Italiano Incendio Rischi Industriali in accordo con quanto previsto dalle norme generali predisposte dal Concordato Europeo delle Assicurazioni.

Ai fini della progettazione degli impianti in oggetto, la norma UNI 9489 fornisce indicazioni diversificate in relazione al grado di rischio presentato dalle aree da proteggere. Già il Concordato aveva introdotto i seguenti livelli di rischio:

A – **rischi lievi,** propri di attività non industriali, quali scuole e collegi;

B – **rischi normali,** presenti in attività in cui si lavorano e/o movimentano materiali di ordinaria combustibilità, e in uffici, alberghi, ospedali, convitti, biblioteche, musei, teatri, autorimesse; inoltre, in magazzini con merci la cui altezza massima non superi i valori precisati nel capitolo XII; i rischi normali sono suddivisi in quattro gruppi in ordine crescente di pericolosità;

C – **rischi gravi,** connessi alla lavorazione e manipolazione di materiali ad elevata pericolosità (materie plastiche espanse o gomma spugna, celluloide, vernici, ecc.), nonché ai magazzini intensivi (vd. capitolo XII); anche i rischi gravi risultano suddivisi in quattro gruppi, di pericolosità crescente.

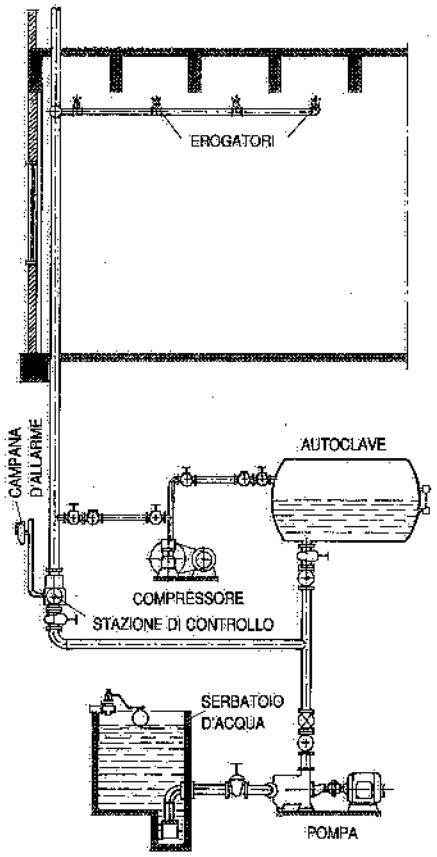


Fig. X.4 – Impianto antincendio a pioggia del tipo "a secco".

La norma UNI citata distingue fra reparti e depositi o magazzini e considera le classi a rischio indicate nella tab. X.I, che abbiamo correlato alla classificazione del Concordato. Appositi elenchi di attività inclusi nella norma consentono di individuare la classe di rischio da attribuire ai reparti da proteggere, mentre per quanto riguarda i depositi, la classificazione dipende dai seguenti parametri:

a) tipo di merci immagazzinate;
b) tipo di imballaggi e di attrezzature di deposito;
c) modalità di immagazzinamento;
d) altezza delle merci disposte a magazzino.

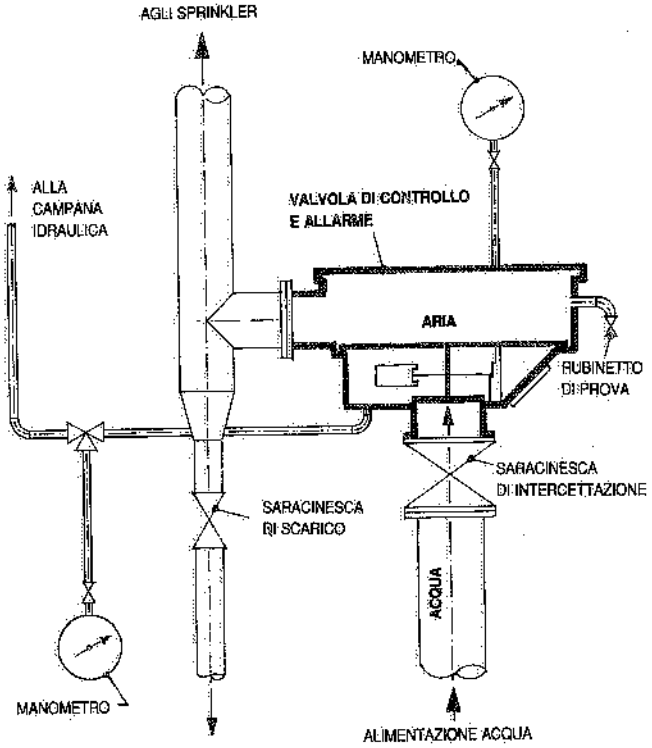


Fig. X.5 – Schema della stazione di controllo di un impianto antincendio a pioggia del tipo "a secco".

Tabella X.I – Classi di rischio delle aree da proteggere in ordine crescente di prestazioni da richiedere all'impianto automatico di estinzione a pioggia.

Livello di rischio / Attività	Lieve	Normale	Grave
Reparti	A	B1,B2,B3,B4	C1,C2,C3,C4
Magazzini		D0	D1,D2,D3,D4

Sulla protezione dei magazzini con impianti automatici a pioggia ci soffermeremo nel capitolo XII; qui esaminiamo in linea generale la progettazione dei suddetti impianti con particolare riferimento alle altre attività o "reparti".

Per ogni classe di rischio, la UNI 9489 precisa i requisiti richiesti all'impianto di estinzione a sprinkler ed in particolare:

– la *densità di scarica* (2), individuata dividendo la portata di 4 erogatori adiacenti, disposti ai vertici di un quadrato o rettangolo o parallelogramma, per il quadruplo

(2) *Densità di scarica* è la quantità di acqua scaricata dagli sprinkler nell'unità di tempo sull'unità di superficie.

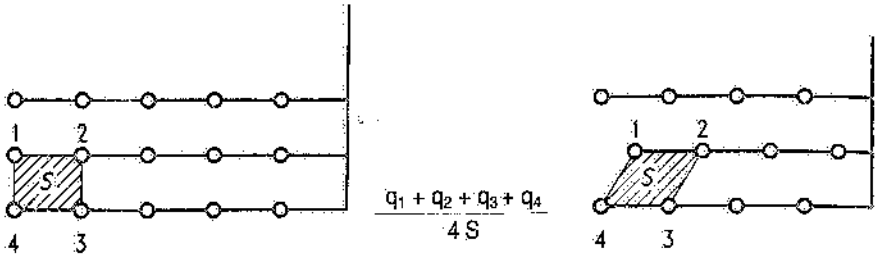


Fig. X.6 – Modalità di calcolo della densità di scarica (in l/m²·s).

dell'area S compresa fra gli stessi in proiezione orizzontale (fig. X.6).

- l'*area operativa* (3), nota la quale si risale al numero di erogatori che – in caso di incendio – possono entrare contemporaneamente in funzione (dividendo tale area per l'area specifica protetta da ogni singolo sprinkler);
- la *portata* e la *pressione* di scarica dell'acqua dagli erogatori;
- il numero massimo di erogatori alimentati da una *stazione di controllo;*
- le fonti di alimentazione degli impianti a pioggia (acquedotto pubblico, serbatoio sopraelevato o a pressione, vasca con pompe automatiche aspiranti) e le loro capacità utili;

Tabella X.II – Dati di progetto degli impianti antincendio a sprinkler.

Parametri di progetto \ Livelli e classi di rischio	Lieve	Normale				Grave			
	A	B1	B2	B3	B4	C1	C2	C3	C4
Densità di scarica minima, l/m² · s	0,0375	0,083				0,125	0,167	0,208	0,250
Area operativa, m²	80	72	144	216	360	260	260	260	300
Area specifica protetta (1), m²/sprinkler	20	12				9			
Numero minimo di sprinkler contemp. in funzione	4	6	12	18	30	29			34
Pressione minima di scarica da qualsiasi sprinkler (2), bar	0,6	0,5				0,5			
Numero max di sprinkler/stazione di controllo (3)	500	1000				1000			
Pressione e portata minima alla stazione di controllo (4) bar l/s	2,2 3,75	1,0 6,25	1,4 12,08	1,7 18,34	2,0 30,0	(vd. tab. X.IV)			

(1) Da uno sprinkler con bocca di scarico DN10 nel caso dei rischi lievi, DN15 nei rischi normali e DN15 o 20 nei rischi gravi.

(2) Con tutti gli erogatori dell'area operativa in funzione.

(3) Negli impianti a secco il numero massimo di teste sprinkler asservito ad una stazione di controllo dipende dal volume totale delle tubazioni a valle della stazione di controllo.

(4) Oltre alla pressione statica.

(3) *Area operativa* è la zona di rischio in cui si prevede l'entrata in azione di un certo numero di sprinkler.

– le caratteristiche degli impianti di prelievo e mandata dell'acqua.

Con specifico riferimento agli impianti del tipo a umido, si riportano in tab. X.II i valori di alcuni parametri progettuali per le diverse classi di rischio delle aree da proteggere.

Quando l'alimentazione dell'impianto a pioggia è affidata ad elettropompe, queste devono essere allacciate a due alimentazioni di energia elettrica indipendenti con dispositivo automatico di commutazione; per aumentare il grado di sicurezza, e necessariamente nel caso di rischi gravi, almeno una pompa (di portata e prevalenza adeguate) deve essere azionata da motore diesel ad avviamento automatico oppure collegata ad un gruppo elettrogeno.

Gli sprinkler correntemente disponibili possono essere di tipo convenzionale o spray. Gli sprinkler di tipo convenzionale erogano l'acqua sia verso l'alto che verso il basso in proporzioni quasi uguali, mentre gli sprinkler tipo spray erogano l'acqua in un solo verso e sono disponibili con diffusore rivolto verso l'alto oppure verso il basso (fig. X.2). Gli sprinkler utilizzati per la protezione dei vari rischi hanno le seguenti bocche di scarico:

DN 10 per rischi lievi – DN 15 per rischi normali e gravi – DN 20 per rischi gravi.

La portata q di un erogatore è data dalla

$$q = k\sqrt{p} \qquad \text{(l/s)}$$

essendo p la pressione (bar) e k la costante caratteristica, pari a circa 0,95 per bocca DN 10, 1,34 per bocca DN 15 e 1,92 per bocca DN 20.

Gli sprinkler sono tarati per le temperature riportate in tabella X.III.

Tabella X.III – Temperature di taratura degli sprinkler.

A elemento fusibile	A bulbo
55 ÷ 77 °C	57 °C
80 ÷ 107 °C	68 °C
121 ÷ 149 °C	79 °C
163 ÷ 191 °C	93 °C
204 ÷ 246 °C	141 °C
260 ÷ 302 °C	182 °C
	227 °C
	260 °C

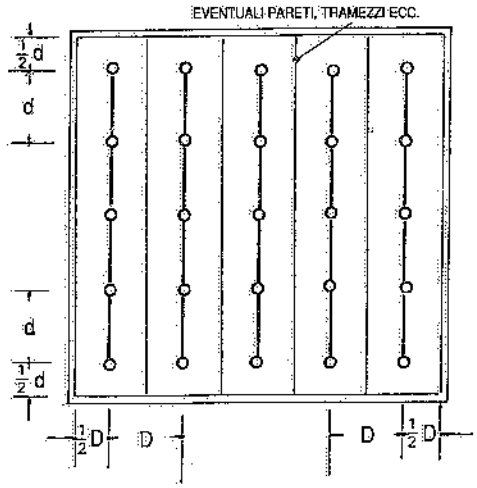
È opportuno scegliere sprinkler con temperature di taratura di almeno 30 °C superiori a quelle prevedibili negli ambienti in cui saranno installati.

La disposizione più frequentemente adottata per gli erogatori è schematizzata in fig. X.7, sulla quale sono anche riportate le distanze massime tra gli sprinkler, nonché l'area specifica protetta.

L'efficacia degli erogatori a soffitto o sotto copertura è assicurata fino a circa 12 m sopra il piano pavimento. Ovviamente, occorre evitare interferenze fra i getti di acqua e le strutture fisse quali travi e pilastri. A tale fine, le norme citate forniscono le seguenti indicazioni:

- distanza verticale dall'intradosso di soffitti o coperture non combustibili: 75 ÷ 150 mm (max 450 mm);
- distanza orizzontale rispetto a pareti e a travi piene: vd. fig. X.8;
- distanza orizzontale da travi reticolari: ⩾ 300 mm se la larghezza delle strutture è ⩽ 100 mm; ⩾ 600 mm se tale larghezza è > 100 mm (4);

(4) Si possono installare sprinkler sopra il corrente inferiore e in asse con la trave reticolare se la larghezza della trave stessa è ⩽ 200 mm ed i diffusori si trovano a non meno di 150 mm al di sopra dei profilati.



Rischi	d (m)	D (m)	d x D (m^2)
leggeri	≤ 4,6	≤ 4,6	≤ 20
normali	≤ 4,0	≤ 4,0	≤ 12
gravi (1)	≤ 3,7	≤ 3,7	≤ 9

(1) Se lo spazio sottostante gli sprinkler è libero per almeno 1,80 m, l'area specifica protetta può salire fino a 12 m^2.

Fig. X.7 – Distanze massime fra sprinkler.

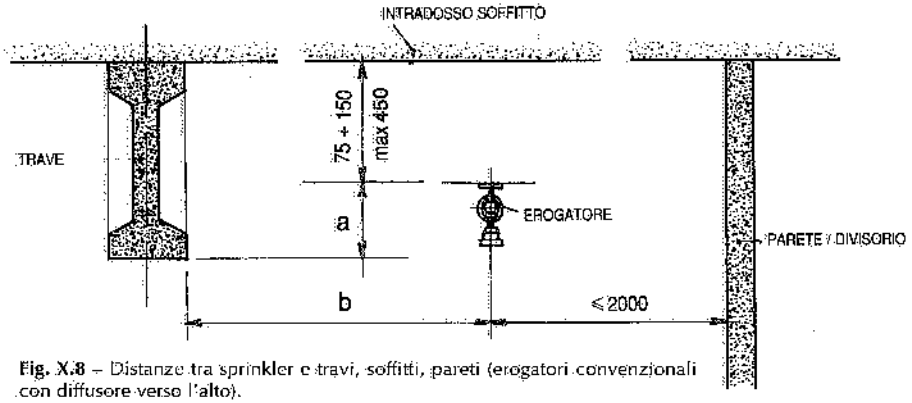


Fig. X.8 – Distanze tra sprinkler e travi, soffitti, pareti (erogatori convenzionali con diffusore verso l'alto).

– distanza rispetto a pilastri: ⩾ 600 mm;
– spazio libero sotto gli erogatori: ⩾ 500 mm.

L'alimentazione degli erogatori può essere prevista mediante tubazioni a pettine, a spina, ad anello o a griglia (fig. X.9).

È opportuno che la rete di alimentazione degli erogatori sia indipendente dalla rete alla quale sono allacciati gli idranti.

Definito il layout dell'impianto, si può procedere al dimensionamento della rete partendo dai dati di progetto di cui si è detto.

Il Concordato ha fornito il precalcolo delle parti terminali delle reti per ciascuna classe di rischio da proteggere: trattasi delle diramazioni

a (mm)	b (mm)
17	200
34	400
51	600
68	800
90	1.000
135	1.200
200	1.400
265	1.600
340	1.800

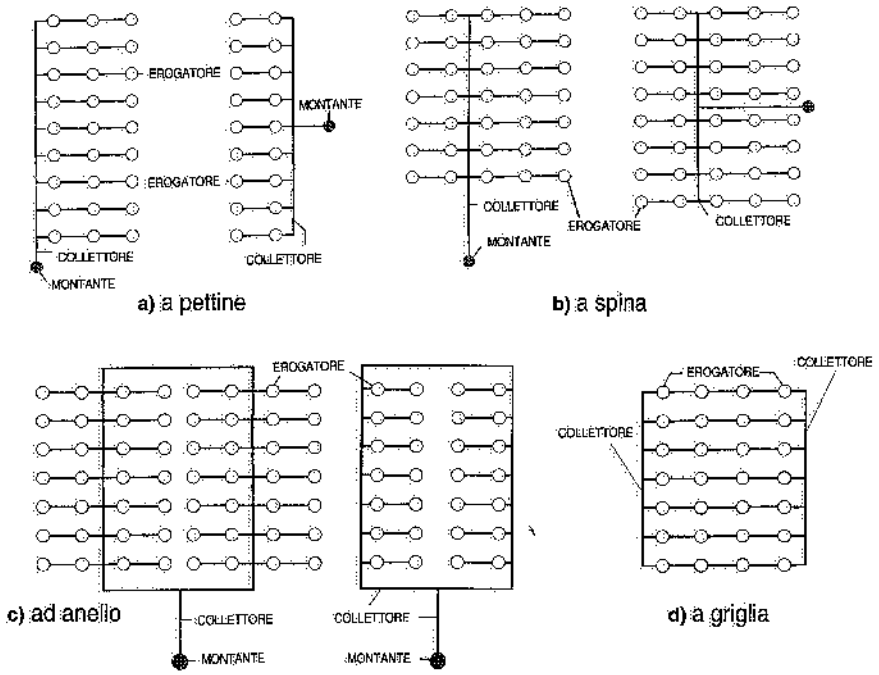


Fig. X.9 – Esempi di disposizioni planimetriche di erogatori sprinkler.

previste a valle di determinati *punti di riferimento* e comprendenti:
– 2-3 sprinkler nel caso di rischi lievi (fig. X.10);
– 16-18 sprinkler nel caso di rischi normali (fig. X.11);
– 48 sprinkler nel caso di rischi gravi (fig. X.12).

Se il numero di erogatori è minore di quello sopra indicato, come punto di riferimento si assume il punto di raccordo alla diramazione più vicina alla stazione di controllo.

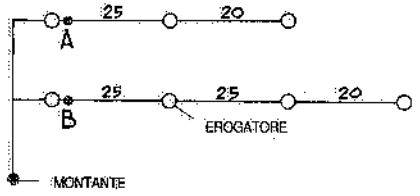


Fig. X.10 – Predimensionamento delle diramazioni terminali di una rete a sprinkler per la protezione di rischi lievi. A e B sono punti di riferimento. Il diametro dei tubi è quello nominale (DN).

Nel caso dei rischi gravi ovvero delle classi C (5), il precalcolo idraulico di cui

(5) Il precalcolo idraulico degli impianti di classe C è previsto nelle specifiche tecniche del Concordato, mentre la norma UNI 9489 considera – per il dimensionamento di tali impianti – unicamente il calcolo integrale: abbiamo comunque ritenuto opportuno riportare il precalcolo idraulico in quanto rappresenta pur sempre un'utile indicazione progettuale.

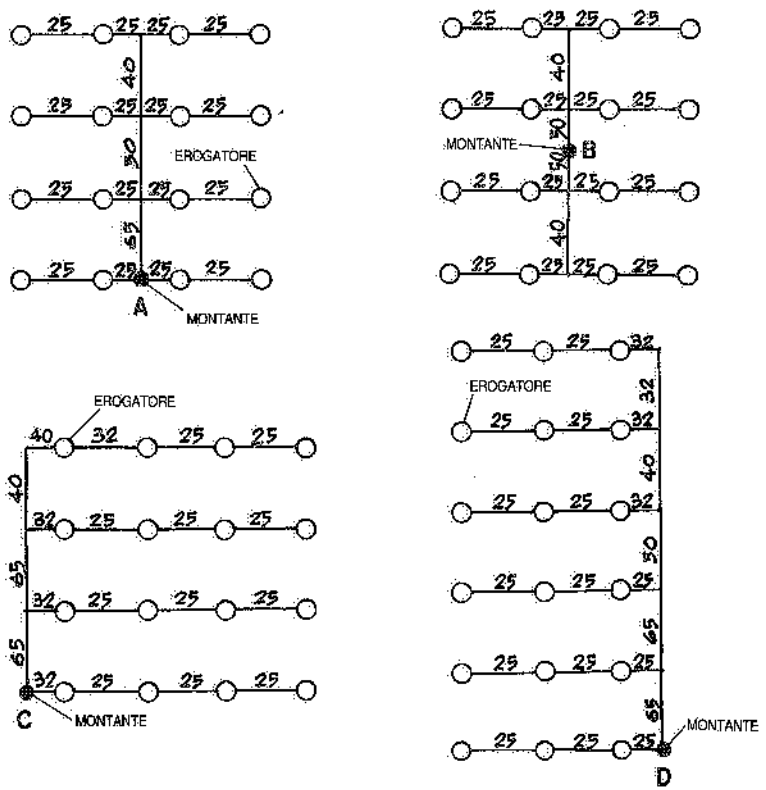


Fig. X.11 - Predimensionamento delle diramazioni terminali di reti a sprinkler per la protezione di rischi normali. A – B – C – D sono punti di riferimento in corrispondenza dei quali la portata considerata è pari a 16,7 l/s. Il diametro dei tubi è quello nominale (DN).

sopra si riferisce, in particolare, al tipo di rete riportato nella fig. X.12. Consideriamo il punto di riferimento A, a monte di 48 sprinkler al livello più alto: in quel punto devono essere assicurate la portata e la pressione dinamica indicate nella tab. X.IV.

Per i valori di densità di scarica, portata e pressione indicati in tale tabella, le tubazioni a valle dei punti di riferimento possono essere dimensionate secondo la fig. X.12.

Se l'area da proteggere è inferiore all'area operativa specificata nella tab. X.IV, la portata corrispondente può essere ridotta in proporzione, ma la pressione dinamica al livello degli erogatori più alti (nel punto di riferimento) dev'essere quella indicata nella suddetta tabella per la densità di scarica prestabilita oppure quella risultante dal calcolo idraulico.

Il dimensionamento delle tubazioni a monte dei punti di riferimento (allorquando si adotta il precalcolo suddetto) terrà ovviamente conto delle perdite di carico distribuite e localizzate e delle condizioni di seguito riportate.

Rischi lievi: con una portata di 1,67 l/s per le diramazioni e di 3,75 l/s per i tubi

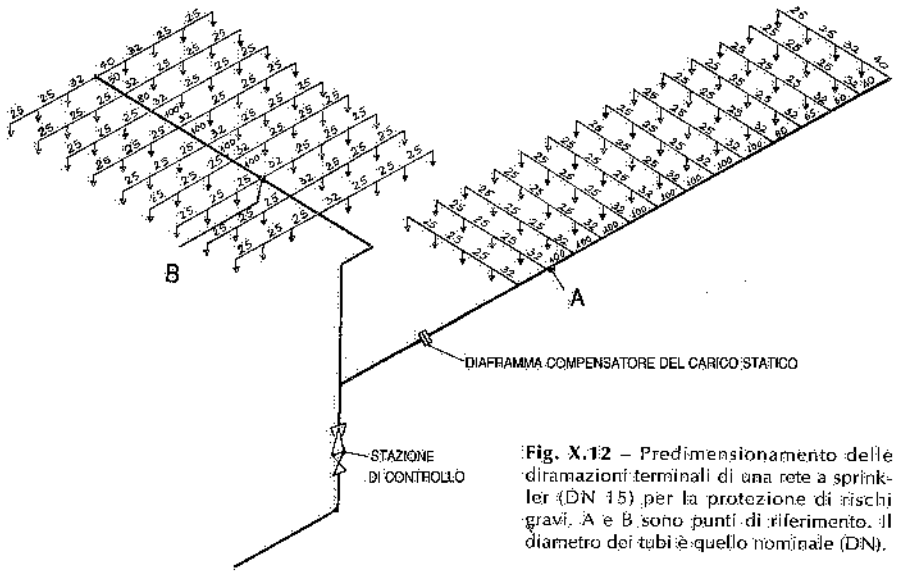


Fig. X.12 – Predimensionamento delle diramazioni terminali di una rete a sprinkler (DN 15) per la protezione di rischi gravi. A e B sono punti di riferimento. Il diametro dei tubi è quello nominale (DN).

Tabella X.IV – Portate e pressioni richieste per rischi gravi, con erogatori DN 15 e tubazioni disposte e dimensionate secondo la fig. X.12.

Classe di rischio	Densità di scarica	Area operativa	Portata richiesta	Pressione dinamica nel punto di 48 erogatori (bar)			
				area specifica protetta (m^2)			
	$l/m^2 \cdot s$	m^2	l/s	6	7	8	9
C1	0,125	260	38,33	—	—	1,80	2,25
C2	0,167	260	50,83	1,80	2,40	3,15	3,90
C3	0,208	260	63,33	2,70	3,65	4,75	6,00
C4	0,250	300	75,83	3,80	5,20	6,75	—

Se l'acqua è alimentata mediante pompe, queste devono assicurare – senza sovraccarico – il 135% della portata di progetto.

di distribuzione, la perdita di carico fra il punto di riferimento all'estremità della rete e la stazione di controllo deve essere $\leqslant$ 0,9 bar;

Rischi normali: con una portata di 16,67 l/s, la perdita di carico totale fra il punto di riferimento più lontano e più alto della rete e la stazione di controllo non deve superare 0,5 bar;

Rischi gravi: la perdita di carico fra stazione di controllo e punto di riferimento deve comunque assicurare la pressione dinamica prescritta nella tabella X.IV in corrispondenza del punto di riferimento, aumentata della pressione statica fra la stazione di controllo e l'erogatore più alto.

Allorquando l'impianto è suddiviso in due o più sezioni, si devono equilibrare le perdite di carico nei tubi di alimentazione di ciascuna sezione o attraverso un ade-

guato dimensionamento di tali tubi o inserendo diaframmi compensatori o, ancora, ricorrendo ad entrambi gli accorgimenti.

La perdita di carico per attrito lungo le tubazioni può essere calcolata con la formula di Hazen-Williams:

$$p = \frac{6{,}05 \cdot Q^{1{,}85} \cdot 10^9}{C^{1{,}85} \cdot d^{4{,}87}}$$

essendo:

p = perdita di carico unitaria (mbar/m di tubo);
Q = portata (l/min.);
C = costante, funzione della natura del tubo (C = 120 per tubi di acciaio; C =140 per tubi in PVC o cemento o rivestiti internamente con bitume o cemento; C = 100 per tubi in ghisa);
d = diametro interno del tubo (mm).

La tab. X.V fornisce le perdite di carico unitarie per tubi in acciaio conformi alle UNI 8863 e UNI 6363(serie media) in funzione di portata e diametro dei tubi (6).

Tabella X.V – Perdite di carico in mbar/metro di tubo.

Portata (l/s)	Diametro del tubo (DN)			
	100	150	200	250
16,7	4,4	0,65	0,16	0,054
25,0	9,3	1,4	0,35	0,12
33,3	16,0	2,4	0,39	0,20
38,3	21,0	3,0	0,76	0,25
50,8	34,0	5,1	1,3	0,43
63,3	52,0	7,7	1,9	0,64
75,8	72,0	11,0	2,7	0,90
80,8	81,0	12,0	3,0	1,0
106,7	136,0	20,0	5,1	1,7
120,0	169,0	25,0	6.3	2,1
133,3	205,0	31,0	7,7	2,6
146,7	244,0	36,0	9,1	3,0
160,8	290,0	43,0	11,0	3,6

La tab. X.VI, inoltre, indica le lunghezze equivalenti da considerare per tenere conto delle perdite di carico localizzate (curve, ti, saracinesche, ecc.).

La velocità dell'acqua nelle tubazioni non deve comunque superare i 10 m/s.

Sul dimensionamento delle tubazioni che alimentano gli sprinkler, citiamo ancora le norme statunitensi N.F.P.A. (National Fire Protection Association) che forniscono – per ciascun tipo di rischio (lieve, normale e grave) – il diametro in relazione al numero di erogatori alimentati (vd. tab. X.VII, tenendo presente che per i rischi gravi il dimensionamento deve essere fatto con calcolo idraulico).

(6) In pratica, si adottano – nei tratti fuori terra – tubi di acciaio UNI 8863 filettati per i diametri fino a DN 50 e UNI 6363 lisci per i diametri maggiori. I tubi interrati sono preferibilmente in acciaio (UNI 6363), esternamente protetti contro la corrosione, oppure in ghisa sferoidale (UNI 2531).

Tabella X.VI – Perdite di carico localizzate (UNI 9489).

Tipo di accessorio	DN											
	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
	Lunghezza di tubazione equivalente m											
Curva a 45°	0,3	0,3	0,6	0,6	0,9	0,9	1,2	1,5	2,1	2,7	3,3	3,9
Curva a 90°	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3,0	3,6	4,2	5,4	6,6	8,1
Curva a 90° a largo raggio	0,6	0,6	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,4	2,7	3,9	4,8	5,4
Ti o raccordo a croce	1,5	1,8	2,4	3,0	3,6	4,5	6,0	7,5	9,0	10,5	15,0	18,0
Saracinesca	—	—	—	0,3	0,3	0,3	0,6	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8
Valvola di non ritorno	1,5	2,1	2,7	3,3	4,2	4,8	6,6	8,3	10,4	13,5	16,5	19,5

Tabella X.VII – Diametro delle tubazioni su cui sono installati gli sprinkler per i tre possibili livelli di rischio (secondo le norme N.F.P.A.).

Diametro		N. di sprinkler per rischi		
pollici	DN	lievi	normali	gravi (**)
1	25	2	2	1
1¼	32	3	3	2
1½	40	5	5	5
2	50	10	10	8
2½	65	30	20	15
3	80	60	40	27
4	100	(*)	100	55
6	150	–	275	150
8	200	–	(*)	(*)

(*) Il numero è sotteso alla superficie controllata dalla stazione di controllo.
(**) Per i rischi gravi il dimensionamento deve essere verificato con calcolo idraulico.

La normativa nazionale indica anche la riserva minima di acqua che deve essere prevista ad esclusiva disposizione degli impianti automatici a pioggia. Tale riserva, affidata a serbatoi sopraelevati oppure a vasche interrate, deve assicurare un'alimentazione dell'acqua occorrente per un tempo minimo di (7):

– 30 minuti nel caso di rischi lievi;
– 60 minuti nel caso di rischi normali;
– 90 minuti nel caso di rischi gravi.

(7) Si richiama l'attenzione sul fatto che quando il serbatoio dell'acqua alimenta anche la rete antincendio ad idranti, si deve tenere conto della contemporaneità dei consumi: per questi si assume sovente una portata complessiva pari a 1200 l/min. nel caso che il livello di rischio sia normale o grave. In proposito, si può fare riferimento alla norma UNI 10779.

Ne consegue che la *capacità utile minima* dei serbatoi o delle vasche di riserva d'acqua per i soli impianti a pioggia deve essere almeno pari a:

- 9-11m³, nel caso di rischi lievi;
- 55-180m³ nel caso di rischi normali;
- 225-875m³ nel caso di rischi gravi: più precisamente, si adottano i volumi indicati nella tabella X.VIII.

Tabella X.VIII – Riserva di acqua per impianti a sprinkler nel caso di rischi gravi.

Densità di scarica (l/m²·s)	Capacità utile minima (m³)
0,125	225
0,167	275
0,208	350
0,250	425
0,292	450
0,333	575
0,375	650
0,417	725
0,458	800
0,500	875

La capacità utile dei serbatoi e delle vasche è compresa fra il livello massimo o normale che l'acqua può raggiungere nel loro interno ed un livello minimo individuato in relazione al diametro ed alla posizione del tubo di prelievo dell'acqua: la fig. X.13 evidenzia le modalità di definizione di tale capacità utile per alcune tipologie di vasche o serbatoi; consente inoltre di determinare la posizione della condotta di aspirazione, il cui diametro, con pompe installate sotto battente, dovrebbe avere le seguenti dimensioni minime:

– DN 65 nel caso di rischi lievi;
– DN 150 nel caso di rischi normali, classi B1 e B2;
– DN 200 nel caso di rischi normali, classi B3 e B4.

Nel caso di rischi gravi, il diametro è calcolato imponendo che la velocità di flusso non superi 1,8 m/s con la portata di cui alla tab. X.IV maggiorata del 35%.

Qualora le riserve d'acqua siano reintegrabili da una o più alimentazioni funzionanti con continuità e ad intervento automatico (all'abbassarsi del livello dell'acqua nella vasca o serbatoio), le suddette capacità possono essere ridotte. In ogni caso, la portata di reintegro non dovrebbe risultare minore di 1,25 l/s. Al limite, se tale portata giunge ad eguagliare la portata massima richiesta dall'impianto, la capacità minima della vasca può essere ridotta a:

2,5m³ nel caso di rischi lievi;
23m³ nel caso di rischi normali;
70m³ nel caso di rischi gravi.

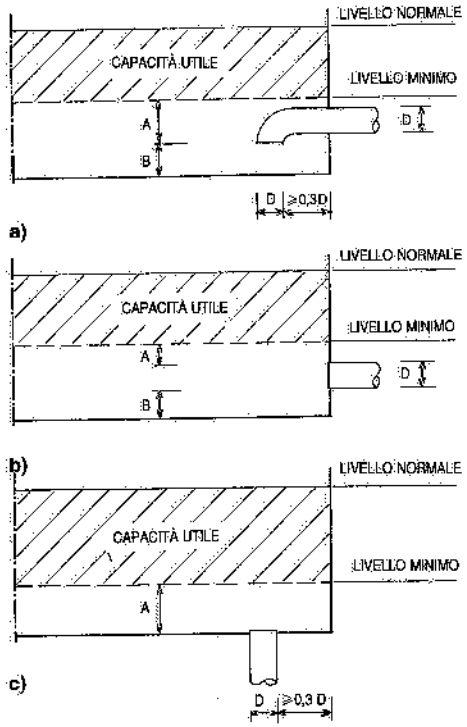
Ovviamente, la portata d'acqua prevista deve essere alimentata alla pressione richiesta dall'impianto. Pertanto, nel caso che la riserva d'acqua sia affidata ad un serbatoio sopraelevato, questo deve avere un'altezza tale da assicurare la suddetta pressione di esercizio: tale altezza va misurata fra lo sprinkler più alto e il livello minimo dell'acqua nel serbatoio. Se, invece, la riserva d'acqua è affidata ad una vasca installata al piano campagna od interrata, occorre prevedere delle pompe antincendio ad intervento automatico, ad asse verticale od installate sotto-battente (rispetto al livello minimo dell'acqua dentro la vasca) in un locale apposito, facilmente accessibile, protetto e distante meno di 30m dalla vasca: ovviamente, tali pompe devono erogare la portata di progetto e la pressione richiesta nelle zone più elevate e più lontane dell'impianto. Alle elettropompe è opportuno affiancare una o più motopompe in grado di fornire le stesse prestazioni (portata e prevalenza). Più precisamente, le elettropompe possono essere utilizzate se l'alimentazione elettrica delle stesse e dello stabilimento ha un elevato grado di affidabilità (linea separata tra trasformatore e pompe, doppia alimentazione elettrica dello stabilimento, ecc.); in mancanza di tali predisposizioni e, comunque, per maggiore sicurezza, si preferisce installare od affiancare alle elettropompe una o più motopompe.

Le tubazioni degli impianti in esame devono essere installate in modo che l'impianto possa essere completamente scaricato, se possibile attraverso l'apposita saracinesca della stazione di controllo. Le pendenze minime da adottare sono pari a 0,4% per le diramazioni e 0,3% per i tubi di distribuzione.

A montaggio ultimato, l'impianto deve essere sottoposto ad una prova idrostatica a pressione almeno pari a una volta e mezza quella massima di esercizio (e comunque non minore di 10 bar) per la durata di 2 ore.

Se un locale o fabbricato viene protetto da un impianto automatico a pioggia, i locali contigui o comunicanti direttamente o indirettamente con lo stesso devono essere a loro volta protetti da impianti analoghi, a meno che:

– le pareti di separazione presentino caratteristiche di resistenza al fuoco almeno pari a REI 90 e le eventuali pareti prospicienti siano prive di aperture per almeno 5 m dallo spigolo comune e/o presentino una resistenza al fuoco non inferiore a REI 30 oppure siano protette da cortine d'acqua (fig. X.14);
– la comunicazione fra i locali avvenga tramite un passaggio lungo almeno 10 m, largo non più di 5 m, costruito in materiale incombustibile, aperto ai lati oppure dotato di serramenti antincendio a chiusura automatica (fig. X.15);
– nei locali adiacenti siano installati impianti che presentano controindicazioni al contatto con l'acqua: quadri elettrici, centri di elaborazione dati, ecc. (in tali locali si dovranno comunque prevedere mezzi di protezione appropriati);



D = diametro nominale del tubo di aspirazione

diametro tubo di aspirazione (DN)	A (mm)	B (mm)
65	250	100
80	300	100
100	400	100
150	500	100
200	650	150
250	750	150

Fig. X.13 – Definizione della capacità utile di vasche o serbatoi contenenti acqua per impianti automatici a pioggia e posizionamento del tubo di aspirazione.

– fra i locali od i fabbricati vi sia uno spazio libero di almeno 10 m.

Quando si devono proteggere aree specifiche nell'ambito di vasti locali (come nel caso di lavorazioni pericolose o magazzini interoperazionali) e tali aree non sono separabili con gli interventi di cui sopra, si deve estendere la protezione mediante sprinkler per almeno 6 m attorno all'area interessata.

In alternativa agli impianti "a umido" sopra considerati ed agli impianti a secco cui si è fatto cenno all'inizio del capitolo, in determinate situazioni si realizzano *impianti a preallarme* (detti anche *a preazione*), consistenti in un impianto sprinkler a secco asservito ad un certo numero di rivelatori d'incendio: in condizioni normali, l'impianto sprinkler è caricato con aria in leggera pressione; allorquando uno o più rivelatori avver-

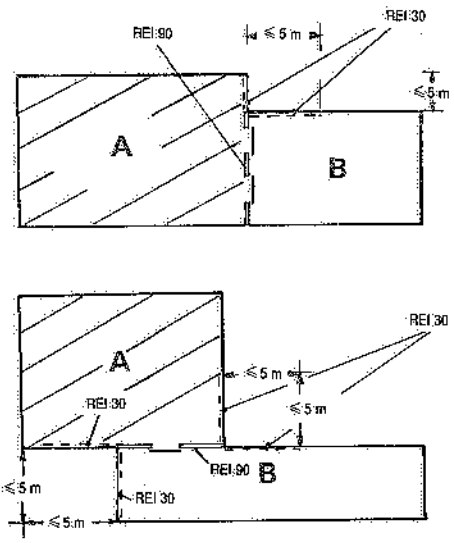


Fig. X.14 – Condizioni da rispettare nel caso in cui il locale B – non protetto da impianto automatico a pioggia – sia adiacente e comunichi con il locale A regolarmente protetto.

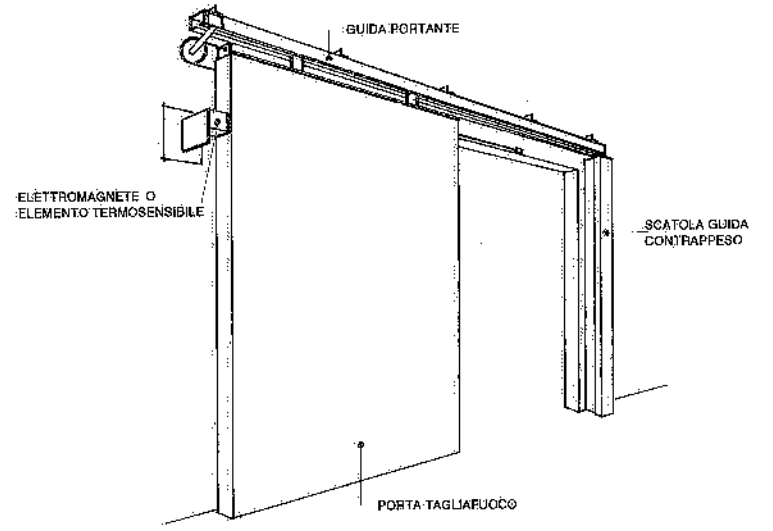


Fig. X.15 – Porta antincendio a chiusura automatica con guida portante superiore; l'elettromagnete – collegato con l'impianto di rivelazione incendi – provvede alla chiusura automatica della porta (peraltro chiudibile anche manualmente).

tono la presenza di fumo o di fiamma, provocano l'apertura di una "valvola di preallarme"; conseguentemente l'acqua in pressione, presente a monte della suddetta valvola, entra nelle tubazioni su cui sono installati gli erogatori e li mette in condizione di funzionare come un normale impianto sprinkler a umido.

L'intervento dei rivelatori di incendio attiva anche un segnale di allarme, diverso e indipendente da quello proprio degli impianti a pioggia.

Le modalità di intervento sulla valvola di preallarme sono due:

a) azionamento della valvola soltanto da parte dei rivelatori d'incendio: si evita così lo scarico di acqua in caso di rottura accidentale di un erogatore;
b) azionamento della valvola sia da parte dei rivelatori sia a seguito dell'apertura di uno o più erogatori automatici; ciò al fine di ovviare all'eventuale ritardato o mancato funzionamento dei rivelatori d'incendio.

Citiamo ancora gli *impianti a diluvio* costituiti da erogatori o frazionatori aperti, intercettati da una "valvola a diluvio" o da altro organo ad apertura rapida; tale valvola viene aperta da rivelatori automatici di incendio e l'acqua fuoriesce contemporaneamente da tutti gli erogatori sottesi alla valvola stessa.

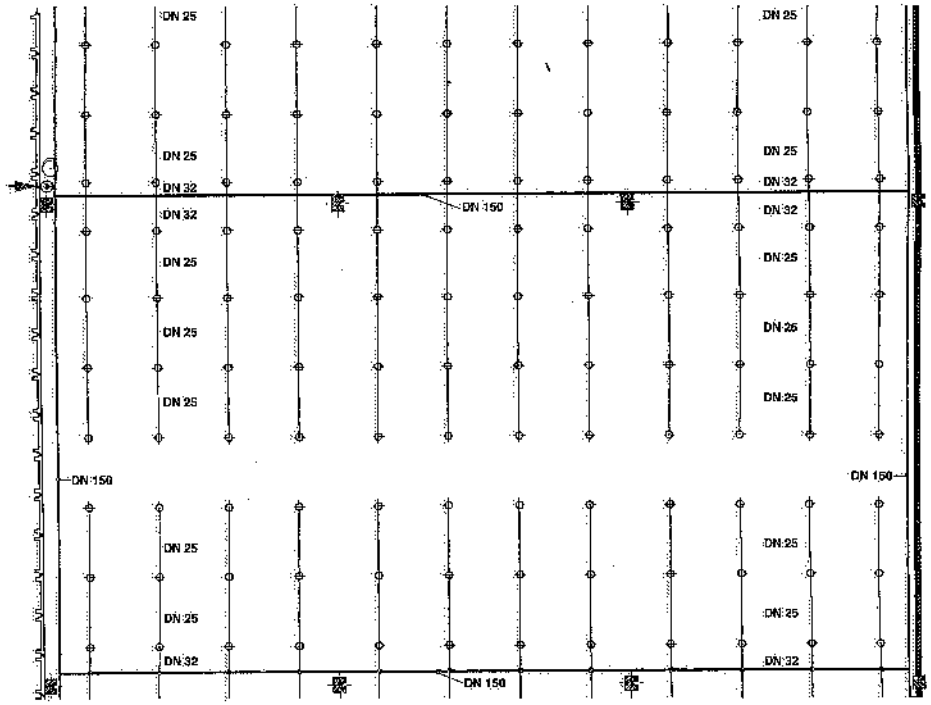


Fig. X.16 – Impianto antincendio a sprinkler in un reparto di confezionamento e stoccaggio di materiali plastici (planimetria).

BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Automatic Protection Systems – AXA Risk Engineering – Carlin – ESSECI – Factory Mutual International – Silvani Antincendi – Wormald Italiana.

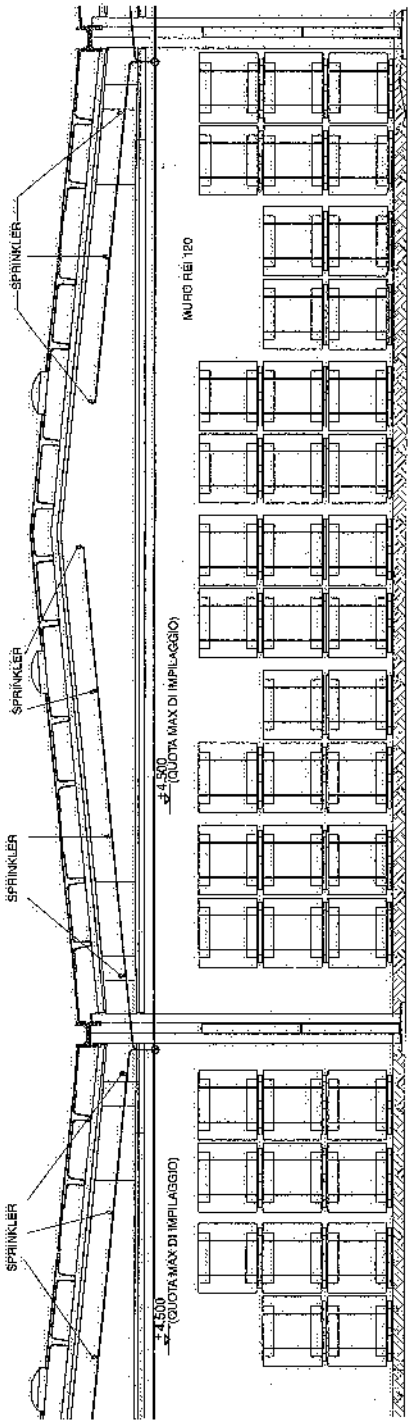


Fig. X.17 – Impianto sprinkler a protezione di un magazzino imballaggi (sezione).

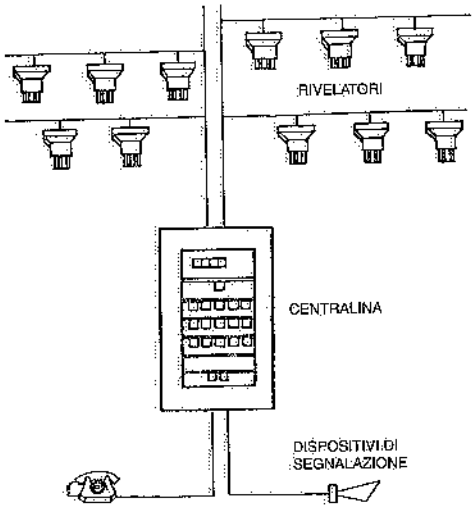
XI. – Impianti automatici di rivelazione d'incendio

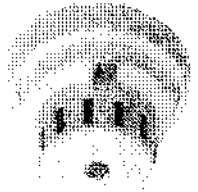
È ovvia l'importanza di individuare tempestivamente un principio di incendio che si verifichi in un qualsiasi ambiente: infatti, quanto prima si può effettuare l'intervento di spegnimento, tanto minori risultano i danni conseguenti a quell'evento.

La segnalazione degli incendi è affidata ad appositi impianti, sui quali ci soffermiamo in questo capitolo.

L'UNI ha emanato specifiche norme di installazione e costruzione per gli impianti automatici di rivelazione d'incendio, sulla scorta di analoghe norme elaborate dal Comitato Europeo di Normazione (CEN) e dal Comitato Europeo delle Assicurazioni (CEA). Di seguito, si riporta una sintesi delle norme suddette, rimandando alle pubblicazioni dell'UNI per maggiori dettagli.

Ricordiamo che un impianto automatico di rivelazione d'incendio (fig. XI.1) è





ESEMPIO DI RIVELATORE

Fig. XI.1 – Impianto di segnalazione di incendio.

costituito da un insieme di apparecchiature atte ad individuare e segnalare un principio di incendio verificatosi in un locale sottoposto a controllo (vd. capitolo 37,§5 del II volume). Proprio perché tale segnalazione ha luogo fin dall'inizio dell'incendio, risulta possibile attivare tempestivamente interventi adeguati per contrastare lo sviluppo dell'incendio stesso.

Infatti, non appena il rivelatore automatico individua un principio d'incendio, fa pervenire un segnale elettrico al quadro di controllo e segnalazione (fig. XI.2) dove viene dato l'allarme mediante indicazioni acustiche e visive. Talvolta, in parallelo ai rivelatori automatici, si installano alcuni avvisatori manuali, in posizione visibile e facilmente raggiungibile: queste apparecchiature trasmettono il segnale d'allarme mediante manovra di un comando manuale (pulsante).

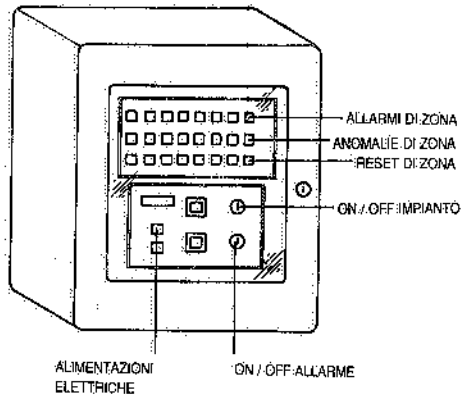


Fig. XI.2 – Centrale di rivelazione atta ad individuare, nelle 8 zone sotto controllo, dove si è verificato un principio di incendio od una anomalia; è provvista di due alimentazioni elettriche di cui una autonoma mediante batterie.

L'allarme può anche essere trasmesso ad una centralina di comando, tramite la quale vengono attivati gli interventi previsti per far fronte all'incendio.

In alternativa (od in parallelo) all'intervento automatico della centralina di comando, si può far giungere il segnale d'allarme in un locale permanentemente presidiato (e adeguatamente protetto contro incendi, sabotaggi e danni derivanti da attività o inquinamenti): di qui, gli incaricati della sorveglianza provvedono a:

- avvisare il personale presente nella zona interessata dal principio di incendio e la squadra antincendio dell'azienda;
- chiedere l'intervento dei Vigili del Fuoco;
- attuare azioni antincendio (ove queste non siano attivate dall'eventuale centralina di comando), quali: aprire porte di accesso, chiudere porte tagliafuoco, aprire evacuatori di fumo, azionare "lame d'acqua ".

È ovvio che gli impianti di rivelazione risultano particolarmente consigliabili in ambienti dove la presenza di personale non è continuativa.

In tali ambienti, dunque, si installano i rivelatori automatici, i quali, con continuità oppure ad intervalli di tempo prestabiliti, esplorano determinate caratteristiche dell'atmosfera e vengono attivati allorquando un principio d'incendio provoca delle variazioni di tali caratteristiche.

Oltre che per l'allarme all'inizio di un incendio, i rivelatori possono anche essere utilizzati per attivare impianti fissi antincendio.

In tutti i casi, è indispensabile che i sistemi di rivelazione degli incendi risultino efficienti ed affidabili, pena l'inutilità della loro installazione: infatti, quando i rivelatori sono previsti per dare un allarme, il loro mancato funzionamento impedisce il tempestivo intervento del personale di vigilanza e delle squadre aziendali di pronto intervento: analogamente, quando i rivelatori presiedono all'avviamento di un impianto antincendio, il loro mancato funzionamento non dà luogo al comando di intervento dell'impianto stesso.

I tipi di rivelatori più utilizzati in campo industriale sono i seguenti:

a) **rivelatori di fumo:** sono sensibili ai prodotti della combustione che modifichino l'assorbimento o la riflessione di radiazioni nelle zone dell'infrarosso;
b) **rivelatori di calore:** si attivano a seguito di un aumento della temperatura ambiente;
c) **rivelatori di fiamma:** sono sensibili all'intensità dell'energia radiante emessa nel campo dell'infrarosso ed entrano in funzione quando le frequenze di tale energia variano entro limiti prestabiliti.

I rivelatori di fumo sono adatti nei casi di incendi a lento avvio, con intenso sviluppo di fumo o di gas e – dal punto di vista funzionale – possono essere suddivisi fra ottici e ionici.

Nei primi (fig. XI.3), un proiettore indirizza un raggio di luce verso una camera di rivelazione; i fumi di combustione deviano la radiazione verso il ricevitore, che attiva l'allarme. Questi rivelatori sono particolarmente adatti per combustioni che danno luogo ad una abbondante formazione di fumo ed a particelle di dimensioni variabili da 0,2 a 1000 μm.

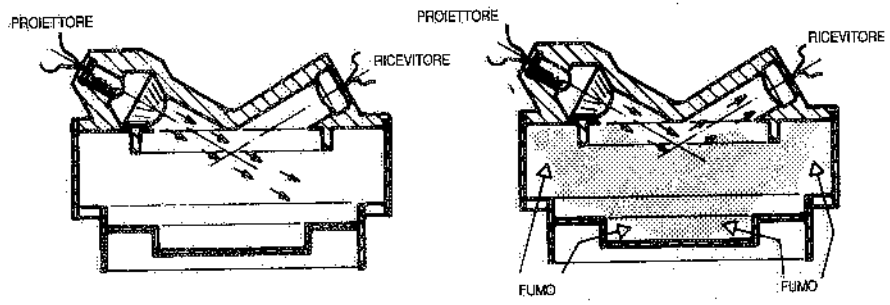


Fig. XI.3 – Principio di funzionamento dei rivelatori ottici di fumo.

Nei rivelatori ionici (fig. XI.4) una quantità minima di materiale radioattivo provoca la ionizzazione dell'aria, e quindi un passaggio di corrente fra due elettrodi; se in tale "camera di ionizzazione" penetra del fumo (prodotto da un'incipiente combustione), il passaggio di corrente è ostacolato e, di conseguenza, aumenta la differenza di potenziale fra i due elettrodi: rilevato tale effetto, viene attivato l'allarme. I rivelatori a ionizzazione bene si prestano ad essere installati in magazzini o reparti con presenza di materiali la cui combustione produce particelle non visibili ad occhio nudo. Occorre tenere presente che in ambienti nei quali si formino fumi, polveri od aerosoli, i rivelatori di fumo possono dare luogo a falsi allarmi; richiedono pertanto una frequente ed accurata manutenzione. Non sono inoltre adatti in ambienti ove siano presenti sorgenti di irraggiamento termico, nonché gas od aria caldi: infatti, la stratificazione dell'aria calda impedisce al fumo di raggiungere i rivelatori.

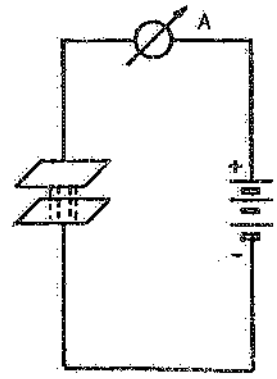


Fig. XI.4 – Principio di funzionamento dei rivelatori di fumo a ionizzazione.

Nel caso di fabbricati molto estesi (capannoni industriali, magazzini, supermercati, ecc.) si può ricorrere a rivelatori lineari di fumo, consistenti in una coppia di proiettori

optoelettronici a raggi infrarossi. Uno dei due proiettori indirizza verso l'altro un raggio infrarosso. Installati alle due estremità dell'area da proteggere (poco sotto il filo catena dell'edificio), si attivano quando il fumo generato da un incendio intercetta il raggio infrarosso: infatti, in tale evenienza, viene alterato lo stato elettrico del ricevitore.

I rivelatori di calore sono da preferire quando l'eventuale incendio risulti a sviluppo molto rapido, con emissione di calore: ovviamente, per incendi aventi queste caratteristiche, si devono prevedere impianti di estinzione ad intervento automatico. Questi rivelatori sono inoltre impiegati in ambienti ove siano presenti o possano svilupparsi fumi, polveri o vapori, che potrebbero provocare falsi allarmi nei sistemi di rivelazione del fumo.

Si distinguono due tipi principali di rivelatori sensibili alla temperatura:

a) termostatici, aventi l'elemento sensibile tarato per una determinata temperatura: quando tale elemento raggiunge la temperatura prestabilita, si attiva l'allarme;
b) termovelocimetrici o differenziali, il cui elemento sensibile è tarato per un determinato gradiente di temperatura: quando – a seguito dell'innalzamento della temperatura ambiente – il gradiente cui è sottoposto l'elemento sensibile raggiunge il valore di taratura, viene attivato l'allarme: pertanto, i rivelatori termici differenziali non sono sensibili al valore della temperatura ambiente, bensì alla velocità di incremento della temperatura stessa.

I rivelatori di fiamma captano le radiazioni emesse dalle fiamme e sono classificati come rivelatori sensibili all'infrarosso oppure ai raggi ultravioletti. Nei primi (fig. XI.5), le radiazioni originate dalle fiamme pervengono al filtro, di cui i rivelatori sono dotati, il quale lascia passare quelle di una determinata lunghezza d'onda; tali radiazioni colpiscono un sensore all'infrarosso e ne modificano i parametri elettrici: queste variazioni sono utilizzate per la rilevazione.

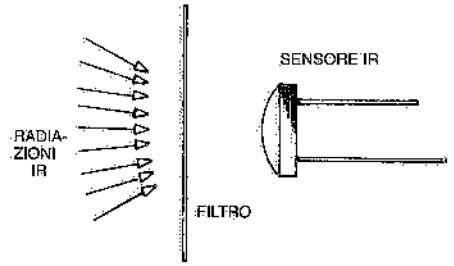


Fig. XI.5 – Principio di funzionamento dei rivelatori di fiamma all'infrarosso.

Nei rivelatori di fiamma a raggi ultravioletti (fig. XI.6), la rivelazione avviene tramite un tubo elettronico a catodo freddo: questo tubo, quando viene investito da radiazioni ultraviolette aventi una determinata lunghezza d'onda, innesca una scarica elettrica che chiude il circuito fra anodo e catodo.

I rivelatori di fiamma sono molto sensibili e pertanto possono dare luogo a false segnalazioni a seguito di un funzionamento difettoso di lampade fluorescenti oppure di riflessioni casuali di luce: per ovviare a tale inconveniente, vengono dotati di un dispositivo elettronico che ne impedisce l'attivazione se non in presenza di fluttuazioni dell'intensità delle radiazioni emesse dalle fiamme: è noto, infatti, che l'intensità di tali radiazioni varia in conseguenza dei continui frazionamenti della fiamma, provocati dalla turbolenza dell'aria circostante; perciò, solo se l'intensità dell'energia radiante è fluttuante, è una fiamma che la emette e non un'altra sorgente.

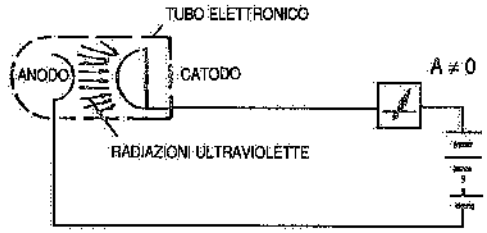


Fig. XI.6 – Principio di funzionamento dei rivelatori di radiazioni ultraviolette.

L'allarme proveniente dai rivelatori d'incendio è sufficientemente tempestivo a condizione che l'altezza di installazione rispetto al piano pavimento risulti inferiore a circa:
– 10 m nel caso dei rivelatori di fumo;
– 6 m nel caso dei rivelatori di calore;
– 12 m nel caso dei rivelatori di fiamma.

La zona protetta da rivelatori deve essere suddivisa in settori, ognuno dei quali dovrebbe avere un'area non superiore a 1.600 m² ed essere protetto per l'intera estensione. La norma UNI 9795 fornisce indicazioni circa il numero e la posizione dei rivelatori da prevedere in relazione al tipo adottato ed alle caratteristiche costruttive del locale sorvegliato.

Si riportano sotto forma di tabelle (vd. tabelle XI.I – XI.II – XI.III) alcuni valori di maggiore interesse pratico relativamente ai rivelatori di fumo e di calore precisati dalla UNI 9795.

Premettiamo che la norma UNI sopra citata definisce *area specifica sorvegliata* (A_{max}) la massima superficie che può essere sorvegliata da un rivelatore.

Altre indicazioni sul posizionamento dei rivelatori dei vari tipi sono le seguenti:

1) quando il soffitto è a spiovente, con inclinazione delle falde >20°, si installa una fila di rivelatori in corrispondenza del piano verticale passante per la linea di colmo;
2) nel caso di coperture a shed, si prevede – in ogni campata – una fila di rivelatori nel piano verticale distante almeno 1 m dalla linea di colmo e dalla parte della copertura avente pendenza minore;

Tabella XI.I – Determinazione del numero minimo di rivelatori di fumo in funzione dell'altezza e dell'area dei locali sorvegliati, nonché dell'inclinazione α del soffitto o copertura (1).

Altezza del soffitto m	Superficie in pianta m²	Inclinazione α rispetto all'orizzontale	Area a pavimento sorvegliata da ogni rivelatore A_{max} m²
$h \leq 6$	$S \leq 80$ $S > 80$	qualsiasi qualsiasi	80 60
$h > 6$	qualsiasi	$0° < \alpha \leq 20°$ $20° < \alpha \leq 45°$ $45° < \alpha$	80 100 120

(1) Per le coperture a volta, si considera la pendenza definita dall'inclinazione della corda sottesa tra il colmo e l'imposta.

Tabella XI.II – Distanze minima e massima fra i rivelatori di fumo ed il soffitto in funzione dell'altezza dei locali e dell'inclinazione α del soffitto o copertura rispetto all'orizzontale.

Altezza del locale m	Distanza dei rivelatori dal soffitto					
	$\alpha \leq 15°$		$15° < \alpha \leq 30°$		$\alpha > 30°$	
	min. mm	max. mm	min. mm	max. mm	min. mm	max. mm
$h \leq 6$	30	200	200	300	300	500
$6 < h \leq 8$	70	250	250	400	400	600
$8 < h \leq 10$	100	300	300	500	500	700
$10 < h \leq 12$	150	350	350	600	600	800

Tabella XI.III – Numero minimo di rivelatori di calore in funzione dell'area dei locali sorvegliati e dell'inclinazione α del soffitto o copertura (1).

Superficie in pianta m²	Inclinazione α rispetto all'orizzonte	Area a pavimento sorvegliata da ogni rivelatore A_{max} m²
$\leqslant 40$	qualsiasi	40
> 40	$0° < \alpha \leqslant 20°$	30
	$20° < \alpha \leqslant 45°$	40
	$45° < \alpha$	50

(1) Per le coperture a volta, si considera la pendenza definita dall'inclinazione della corda sottesa tra il colmo e l'imposta.

3) i rivelatori devono essere installati a non meno di 0,5 m da muri e da travi/condotti/correnti sporgenti più di 150 mm dal soffitto, nonché da macchinari/impianti/merci;
4) in presenza di elementi sporgenti più di 150 mm, i rivelatori vengono disposti dentro i singoli riquadri delimitati da tali elementi, rispettando le distanze indicate nelle tabelle XI.I – XI.II - XI.III; se la sporgenza è $\leqslant$ 150 mm il soffitto è considerato come piano.

In ambienti difficili da controllare (quali edifici storici, biblioteche, locali destinati alle telecomunicazioni) si può ricorrere a rivelatori di incendio ad aspirazione. La rete di tubazioni è dotata di piccole prese capillari che prelevano da quegli ambienti l'aria da analizzare e la trasferiscono in una camera di analisi. Questa, grazie alla sua configurazione, impedisce ogni contatto con le pareti (evitando il deposito di polveri), mentre l'alta sensibilità del sensore – in genere ottenuta utilizzando un raggio laser – è in grado di rilevare livelli di fumo estremamente bassi: è così garantito l'allarme fin dall'inizio dell'incendio.

Una ulteriore tecnologia prevede il rilevamento del monossido di carbonio, sviluppato inizialmente dagli incendi a lenta combustione (i cosiddetti *fuochi covanti*). La rivelazione di tale gas – particolarmente pericoloso – consente di attivare l'allarme fin dalla primissima fase di avvio dell'incendio.

Nelle industrie tessili, alimentari o del legno, si utilizzano sovente serbatoi per immagazzinare i materiali granulari o polveriformi necessari per l'attività produttiva o da questa prodotti (cotone, frumento, cereali, segatura, ecc.). Il trasporto di tali materiali è di solito effettuato pneumaticamente. Se i materiali trasportati sono combustibili, può accadere che, nelle tubazioni dell'impianto e nei serbatoi, si formino scintille, le quali possono provocare incendi o esplosioni. È pertanto necessario rilevarle e neutralizzarle tempestivamente: ciò si può ottenere tramite appositi rivelatori che – intercettate le scintille – azionano segnalatori ottici e acustici e, tramite specifiche apparecchiature, attivano ugelli spruzzatori di acqua per l'estinzione e l'eventuale arresto dell'impianto di trasporto pneumatico del materiale.

Gli impianti di rivelazione devono essere alimentati sia dalla rete dell'energia elettrica di stabilimento (con un allacciamento preferenziale) sia da batterie di accumulatori elettrici, ad intervento ed a ricarica automatici.

Dopo il collaudo e l'approvazione degli impianti automatici in oggetto, si deve prevedere una accurata e regolare manutenzione degli stessi: questa comprende – tra l'altro – controlli di buon funzionamento, sostituzione di elementi difettosi, pulizia di rivelatori ed apparecchiature, manutenzione dei dispositivi di trasmissione d'allarme e delle batterie.

La manutenzione periodica (almeno una volta all'anno) riveste particolare importanza al fine di assicurare il funzionamento degli impianti nel tempo e di ridurre il numero di falsi allarmi.

La conduzione degli impianti deve essere affidata a personale in grado di:
– attuare i necessari interventi manutentivi;
– conoscere il funzionamento degli impianti;
– decidere le azioni da attivare in relazione agli allarmi segnalati dal quadro di controllo.

BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Automatic Protection Systems – AXA Risk Engineering – EDS – ESSECI – Factory Mutual International – Silvani Antincendi – Wormald Italiana.

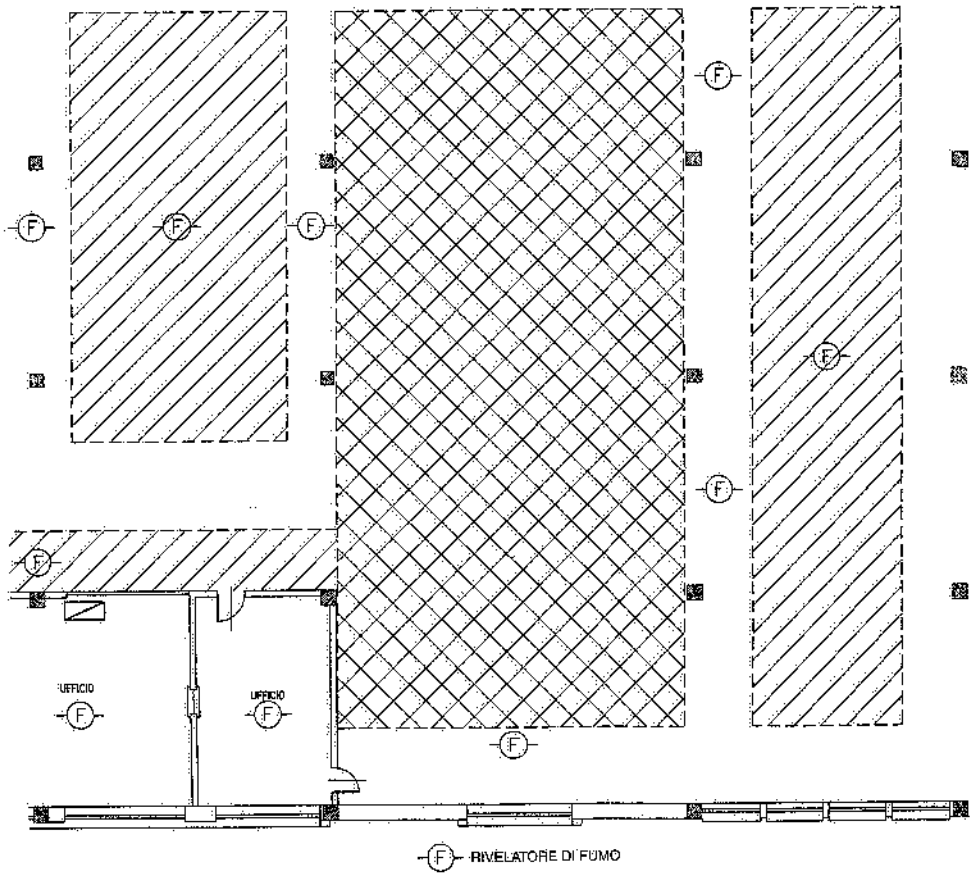


Fig. XI.7 – Disposizione di rivelatori ottici di fumo in un archivio cartaceo.

XII. – Protezioni antincendio nei magazzini intensivi

XII.1 DEFINIZIONI E CLASSIFICAZIONI

I magazzini richiedono di norma una particolare attenzione dal punto di vista della prevenzione e protezione contro gli incendi. Basti pensare alle possibili conseguenze di incendi che si sviluppino in magazzini industriali o commerciali: morte o ferimento di persone, danno economico immediato per l'azienda, perdita di quote di mercato e di clienti. E l'immancabile polizza di assicurazione stipulata contro l'interruzione dell'attività conseguente all'incendio ed a copertura dei danni a cose o dei mancati utili, attenua, ma non rimuove tali conseguenze negative, specie quando sono coinvolte vite umane. D'altra parte, il pericolo di incendi nei magazzini dipende da diversi fattori: composizione, quantità e concentrazione dei materiali immagazzinati, grado di automazione e tipo di controllo del magazzino. Come già si è avuto modo di precisare, due sono i tipi di provvedimenti da adottare fin dalla fase progettuale dei magazzini:

a) **preventivi,** atti ad evitare l'insorgere o l'estensione degli incendi;
b) **protettivi,** basati sui sistemi di rivelazione degli incendi e sugli impianti predisposti per spegnere o circoscrivere gli incendi stessi.

Fra i primi, citiamo le caratteristiche delle strutture edilizie (incombustibilità e resistenza al fuoco), le distanze di protezione e la settorializzazione delle zone a rischio, l'impiego di impianti elettrici sicuri, la protezione contro le scariche atmosferiche, le vie di esodo, l'accessibilità per i mezzi antincendio dei Vigili del Fuoco.

Fra i provvedimenti protettivi, ricordiamo gli impianti di rivelazione ed allarme, gli impianti antincendio (mobili e fissi, ad intervento manuale od automatico), l'estrazione del fumo e del calore sviluppati dagli incendi, le squadre antincendio aziendali. In ogni caso, devono essere rispettate le leggi vigenti e le norme di buona tecnica disponibili sulla protezione contro gli incendi.

Fra i provvedimenti protettivi di tipo fisso, i più adottati nei magazzini sono gli impianti antincendio a sprinkler, sui quali il capitolo X riporta le principali indicazioni progettuali (1). A suo tempo, il Concordato Italiano Incendio Rischi Industriali

(1) Si dà ovviamente per scontato che l'impiego dell'acqua come estinguente non sia controindicato per il tipo di materiale immagazzinato.

(per brevità, Concordato) aveva formulato norme tecniche relative all'installazione, costruzione ed esercizio degli impianti fissi di estinzione automatici a pioggia nei magazzini; queste indicazioni sono state successivamente riportate ed integrate nella norma UNI 9489. In base alla vigente normativa, il grado di rischio nei magazzini dipende dai seguenti parametri:

a) caratteristiche di combustibilità del materiale immagazzinato;
b) tipi di imballaggi ed attrezzature di supporto (palette, contenitori, gabbie, ecc.);
c) modalità di immagazzinamento;
d) altezza di immagazzinamento dei materiali, misurata fra il piano pavimento e la sommità delle merci.

Soffermiamoci brevemente su tali "parametri di pericolosità".

a) Combustibilità

Per quanto riguarda la combustibilità, il Concordato e la norma UNI 9489 classificano i materiali (considerati come merce non imballata) in quattro categorie:

- *categoria M1*: comprende le merci incombustibili o scarsamente combustibili, come prodotti alimentari, tabacchi, strumenti elettrici ed elettronici;
- *categoria M2*: materiali mediamente combustibili: carta, cartone, legno, cotone, fibre tessili artificiali, tessuti, prodotti farmaceutici, plastica non espansa, materia plastica espansa e gomma spugna, presenti in quantità inferiore al 15% del volume totale della merce (vuoto per pieno);
- *categoria M3*: merci facilmente combustibili: carta e cartone in bobine verticali, carta igienica e affini, cataste di legno aerate, oggetti in materia plastica espansa e gomma spugna, pneumatici, tessuti accoppiati con materia plastica espansa;
- *categoria M4*: include le merci altamente combustibili e gli infiammabili, la celluloide, i perossidi e derivati, gli articoli pirotecnici, nonché la materia plastica espansa e la gomma spugna in lastre o bobine.

b) Imballaggi

A loro volta, gli imballaggi e le attrezzature di supporto delle merci immagazzinate sono classificati in quattro tipologie, definite in base alla tabella XII.I e individuate con le sigle *I1 – I2 – I3 - I4*.

La categoria dei materiali immagazzinati e la tipologia degli imballaggi ed attrezzature utilizzati determinano la cosiddetta "classe di deposito", individuata con i numeri da 1 a 4 (vd. tab. XII.II).

c) Modalità di immagazzinamento

Per quanto riguarda le modalità di immagazzinamento, si definiscono le seguenti tipologie (vd. fig. XII.1):

- *modalità I:* sistemazione di palette e contenitori su scaffali di qualsiasi tipo;
- *modalità II:* sovrapposizione in pile di contenitori, gabbie e palette dotate di montanti che scarichino il peso sulle unità di carico sottostanti (e non sulle merci);
- *modalità III:* accatastamento diretto della merce, imballata o no oppure disposta su palette o in contenitori aperti sovrapposti gli uni sugli altri.

d) Altezza di immagazzinamento

L'altezza di immagazzinamento dei materiali e la classe di deposito introducono la distinzione fra magazzini normali e magazzini intensivi. Infatti, si considerano *normali* i magazzini in cui l'altezza totale delle merci non supera i valori riportati in tab. XII.III per ogni classe di deposito; *intensivi* quelli in cui le merci raggiungono altezze maggiori, presentando di conseguenza caratteristiche di rischio grave.

Tabella XII.I – Classifica degli imballaggi e delle attrezzature di supporto delle merci.

Tipologia	Imballaggio	Attrezzatura
I1	– assente – non combustibile (1)	– assente – non combustibile – paletta di legno
I2	– in carta, cartone, legno, plastica non espansa (1)	– paletta di legno – contenitore combustibile
I3	– come in I1 o I2 e con materia plastica espansa in volume ⩽ 15% del volume totale (vuoto per pieno) della merce imballata oppure con il 30% se all'interno di scatole	– paletta di legno e in materia plastica non espansa – contenitore combustibile
I4	– come in I1-I2-I3 con materia plastica espansa in quantità maggiore	– di qualsiasi natura

(1) È ammessa la presenza di elementi di protezione combustibili (strisce, paraspigoli, ecc.) con superficie ⩽20% di quella complessiva della merce; se in plastica espansa il limite scende al 5%.

Tabella XII.II – Classe del deposito o magazzino, funzione delle merci immagazzinate e del tipo di imballo e confezione.

categoria delle merci \ Tipologia imballi e attrezzature	I1	I2	I3	I4
M1	1	2	3	4
M2	2	2	3	4
M3	3	3	3	4
M4	4	4	4	4

Tabella XII.III – Altezze massime delle merci cui corrisponde la definizione di magazzini normali.

Classe di deposito	Altezza limite delle merci (m)
1	4,0
2	3,0
3	2,1
4	1,2

XII.2 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO SPRINKLER

Tutti i magazzini normali sono attribuiti alla classe D0 (vd. capitolo X), mentre i magazzini intensivi sono attribuiti alle classi D1, D2, D3, D4 a seconda che la relativa classe di deposito sia la 1, la 2, la 3 o la 4 rispettivamente.

In relazione a tale classificazione, sono conseguentemente stabiliti i requisiti di dimensionamento dell'impianto di estinzione a pioggia.

Così, per i magazzini normali l'impianto di protezione a sprinkler deve avere le caratteristiche indicate nel capitolo X per le aree di classe B3 e, pertanto, deve assicurare una densità di scarica (2) pari a 0,083 l/m^2·s su un'area operativa di 216 m^2 da parte degli erogatori installati nella posizione idraulicamente più sfavorevole; inoltre, la capacità minima da prevedere per i serbatoi o vasche di accumulo è di 75 m^3.

(2) La «densità di scarica» è la quantità d'acqua scaricata dagli sprinkler nell'unità di tempo sull'unità di superficie.

Nel caso dei magazzini intensivi, le norme richiamate prescrivono sia la densità di scarica sia l'area operativa (3) in relazione alla classe di deposito (1 – 2 – 3 – 4), alla modalità di immagazzinamento delle merci (I – II – III) ed all'altezza di impilamento.

Tali indicazioni sono riportate nella tab. XII.IV, che deve essere utilizzata tenendo presente che:

a) nei magazzini intensivi con merci disposte secondo le modalità II e III evidenziate in fig. XII.1, non essendo possibile prevedere protezioni intermedie, è sufficiente installare gli erogatori a soffitto o sotto la copertura, a condizione però che l'altezza massima di impilamento non superi i valori indicati in tabella;

b) nei magazzini intensivi con le merci disposte su scaffali a ripiani (vd. fig. XII.1-I), si devono prevedere sprinkler a soffitto (o sotto la copertura) e – quando l'altezza di impilamento delle merci supera i valori indicati in tab. XII.IV – anche a livelli

Tabella XII.IV – Densità di scarica ed area operativa minime indicate dalla UNI 9489 per i *magazzini intensivi* protetti da sprinkler installati solo a soffitto o sotto la copertura.

Classe del magazzino	Massima altezza di impilamento m		Minima densità di scarica	Minima area operativa
	Modalità di immagazzinamento			
	I-II	III	l/m²·s	m²
D1	4,7	5,3	0,125	260
	5,7	6,5	0,167	260
	6,8	7,6	0,208	260
D2	3,4	4,1	0,125	260
	4,2	5,0	0,167	260
	5,0	5,9	0,208	260
	5,6	6,7	0,250	260
	6,0	7,5	0,292	260
D3	2,2	2,9	0,125	260
	2,6	3,5	0,167	260
	3,2	4,1	0,208	260
	3,7	4,7	0,250	260
	4,1	5,2	0,292	260
	4,4	5,7	0,333	300
	4,8	6,2	0,375	300
	5,3	6,7	0,417	300
	5,7	7,2	0,458	300
	6,0	7,7	0,500	300
D4	1,6	1,6	0,125	260
	2,0	2,0	0,167	260
	2,3	2,3	0,208	260
	2,7	2,7	0,250	260
	3,0	3,0	0,292	260
	3,3	3,3	0,333	300
	3,5	3,5	0,375	300
	3,8	3,8	0,417	300
	4,1	4,1	0,458	300
	4,4	4,4	0,500	300

(3) «Area operativa» è la zona di rischio in cui si prevede l'entrata in azione di un certo numero di sprinkler.

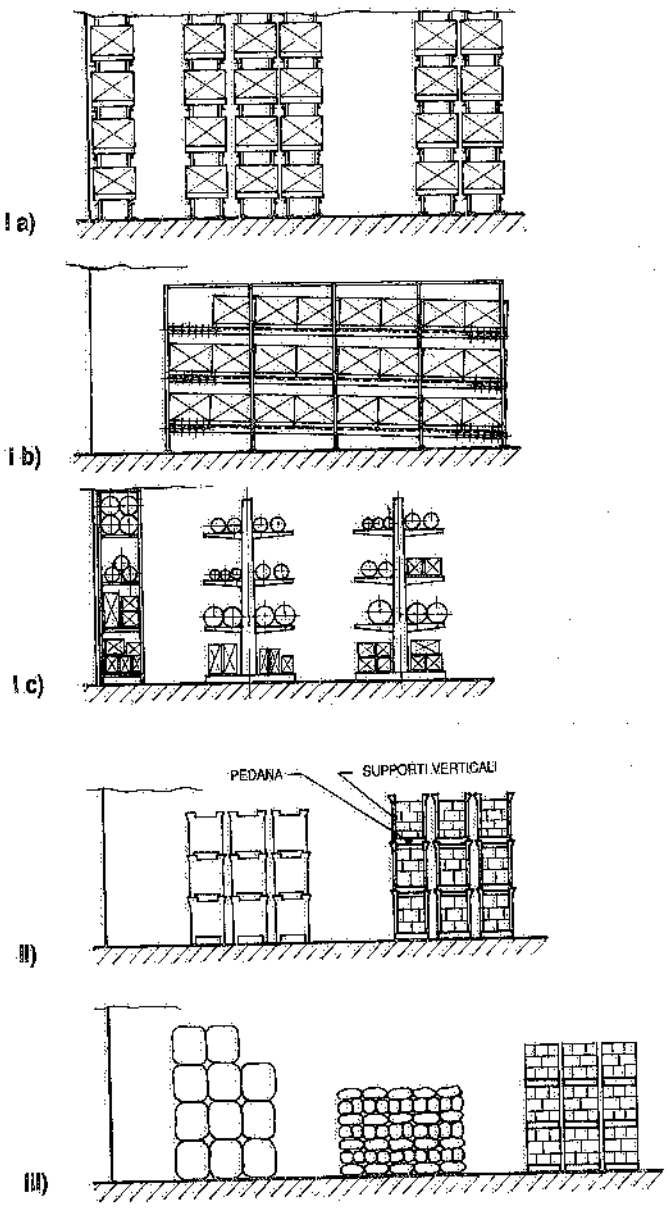


Fig. XII.1 – Modalità di immagazzinamento delle merci nei magazzini industriali:
I – su scaffali a ripiani, a gravità, a mensola;
II – sovrapposizione di contenitori e palette autoportanti;
III – merci accatastate o disposte su palette o in contenitori (non chiusi) impilati.

intermedi (fig. XII.2): questi erogatori supplementari vanno installati sotto ogni piano di posa nel caso che si tratti di ripiani a superficie continua od a doghe ravvicinate del tipo esemplificato in fig. XII.3 (4); devono essere installati secondo le indicazioni della tab. XII.V e della fig. XII.4 allorquando i ripiani sono costituiti da correnti o profilati distanziati fra di loro (fig. XII.5): come si può rilevare dalla tabella XII.V e dalle figure citate, la disposizione degli sprinkler supplementari dipende dalla classe del magazzino (D1 – D2 – D3 – D4).

Gli sprinkler di sommità coincidono normalmente con quelli a soffitto o sotto la copertura purché la loro distanza dalla merce immagazzinata non superi i 3 m. In ogni caso, fra il punto più alto della merce ed i diffusori degli erogatori di sommità deve essere assicurata una distanza minima di 1 m, in modo che il getto d'acqua fuoriuscente dagli sprinkler abbia spazio per espandersi "ad ombrello".

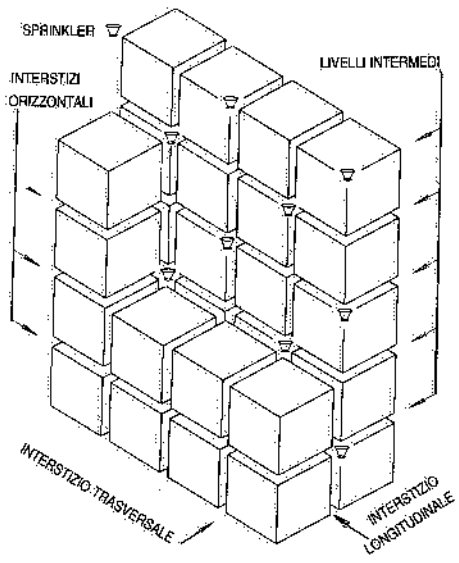


Fig. XII.2 – Installazione di sprinkler a livelli intermedi in un magazzino intensivo.

Tabella XII.V – Disposizione degli sprinkler supplementari all'interno di alti scaffali aventi ripiani a correnti (fig. XII.5) e profondità ⩽ 3,20 m (1).

Classe del magazzino intensivo	Disposizione in senso verticale	Disposizione in senso orizzontale	Distanza min. fra sommità merce e diffusore mm	Distanza verticale max fra sprinkler (3) m	Distanza orizzontale max fra sprinkler m
D1 e D2 (fig. XII.4a)	ogni 2 interstizi, sfalsati	ogni 2 interstizi (2)	150	3,50	2,80
D3 (fig. XII.4b)	ogni 2 interstizi	ogni interstizio (2)	150	3,50	1,40
D4 (fig. XII.4c)	ogni interstizio, sfalsati	ogni 2 interstizi (2)	150	2,30	2,80

(1) Per profondità comprese fra 3,20 e 6,40 m si devono installare – ad ogni livello supplementare – 2 file parallele di erogatori. Gli scaffali di larghezza maggiore di 6,40 m devono essere esaminati caso per caso.
(2) Sia in direzione longitudinale che trasversale.
(3) Nel caso di merci incombustibili, con eventuali imballaggi incombustibili, disposte su palette combustibili, la distanza verticale fra gli sprinkler intermedi può aumentare fino a 5 m.

(4) Le distanze fra il diffusore degli sprinkler e la sommità della merce sottostante non deve essere minore di 150 mm, mentre per le distanze orizzontali fra gli erogatori (in direzione longitudinale) valgono i valori riportati nell'ultima colonna della tab. XII.V.

Le merci immagazzinate secondo le modalità I e II di fig. XII.1 devono essere suddivise in "blocchi", di area non superiore alla metà dell'area operativa prevista e separati l'uno dall'altro mediante divisori verticali incombustibili o da spazi liberi non inferiori a 2,5 m. Ove ciò non sia possibile, si deve aumentare proporzionalmente l'area operativa.

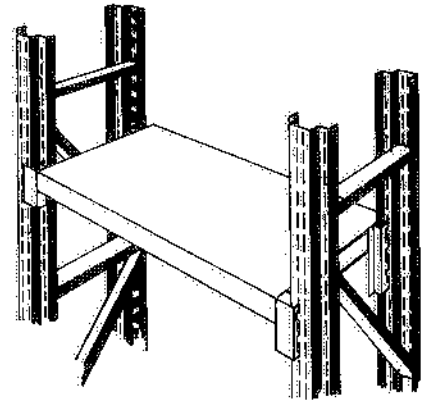
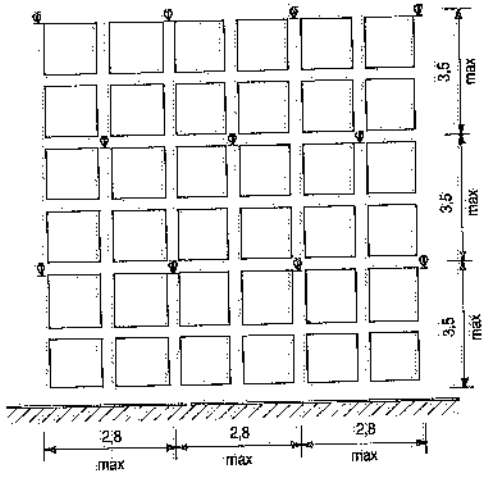
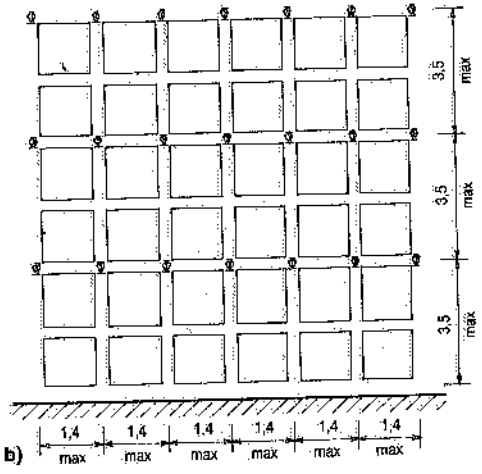


Fig. XII.3 – Scaffali a ripiani con superfici di appoggio continue.





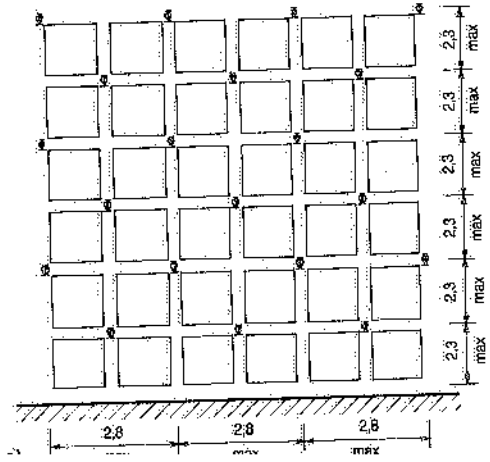


Fig. XII.4 – Posizionamento degli sprinkler supplementari all'interno di scaffali a più ripiani costituiti da correnti e rompitratta (modalità I di immagazzinamento), in relazione alle seguenti classi del magazzino:
a) classe D1 e D2;
b) classe D3 (oppure D1/D2 insieme a D3);
c) classe D4 (oppure D1/D2/D3 insieme a D4).

Se scaffali od altre strutture riducono in misura rilevante la distribuzione dell'acqua erogata dagli sprinkler, si installano sprinkler supplementari in posizioni appropriate.

L'impianto di spegnimento automatico a soffitto o sotto la copertura viene dimensionato in base alla densità di scarica ed all'area operativa prescritta per il magazzino di cui trattasi e seguendo le indicazioni fornite dalla normativa. Ricordiamo in particolare quanto segue:

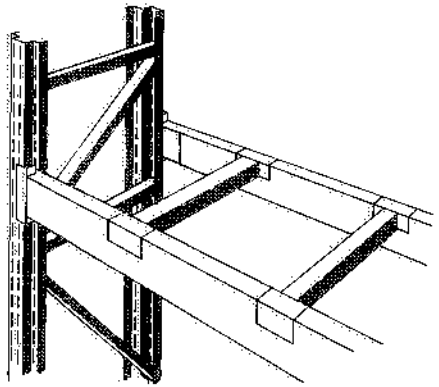


Fig. XII.5 – Scaffale i cui ripiani sono costituiti soltanto da correnti e rompitratta.

- gli sprinkler dovrebbero essere del tipo convenzionale, ad alta temperatura nominale di taratura (ad esempio, 141° C), con bocca di diametro DN15 o DN20: questi sprinkler erogano l'acqua anche verso l'alto, assicurando il raffreddamento delle strutture di copertura dell'edificio;
- il layout degli erogatori e delle tubazioni sui disegni di progetto del magazzino va definito tenendo presente che la massima area protetta è pari a 9 m^2/sprinkler e che la massima distanza fra erogatori consecutivi è di 3,7 m;
- il posizionamento degli sprinkler rispetto alle strutture dell'edificio può essere previsto seguendo le indicazioni riportate nel capitolo X.

Infine, si procede alla progettazione della rete fino alla od alle stazioni di controllo, tenendo presente che ogni stazione di controllo non dovrebbe proteggere un'area maggiore di 4000 m^2 (tra scaffali e corridoi interni).

Per il dimensionamento delle tubazioni alimentanti gli sprinkler previsti a livelli intermedi, si seguono le seguenti indicazioni:

- sprinkler di tipo convenzionale, con bocca di diametro DN15 e con temperatura nominale di taratura compresa fra 68° e 77° C;
- pressione minima all'erogatore più sfavorito: 2 bar;
- 3 sprinkler in funzione ad ogni livello per i magazzini di classe D1 – D2 – D3, ovvero 2 sprinkler per i magazzini di classe D4: tali contemporaneità vanno estese a 3 scaffali se la larghezza dei corridoi è inferiore a 1,20 m, oppure a 2 scaffali se questi sono separati da corridoi di larghezza compresa fra 1,20 e 2,40 m; si considerano in un solo scaffale quando la larghezza dei corridoi è superiore a 2,40 m;
- se gli sprinkler ai livelli intermedi sono più di 50, devono essere alimentati da stazioni di controllo indipendenti; fino a 50 possono essere alimentati dalle tubazioni degli sprinkler a soffitto.

Superiormente agli sprinkler installati a livelli intermedi, si prevede un tegolo metallico di diametro $\geqslant$ 75 mm atto a proteggerli dall'acqua scaricata – per qualsiasi motivo – dagli erogatori sovrastanti. Ove necessario, gli sprinkler a livelli intermedi vanno protetti contro urti e danneggiamenti. È inoltre opportuno installare tali erogatori intermedi nell'ambito dello spazio occupato in altezza dai correnti degli scaffali (fig. XII.6).

Le attuali norme prescrivono che le portate e le pressioni richieste dagli sprinkler

contemporaneamente in funzione a soffitto ed ai livelli intermedi degli scaffali siano assicurate per 90 minuti: la verifica di tali prestazioni va effettuata sia per l'area operativa idraulicamente più sfavorevole sia per quella più favorevole: occorre dunque eseguire il calcolo integrale delle reti di tubazioni sia a soffitto sia ai livelli intermedi di entrambe le aree suddette.

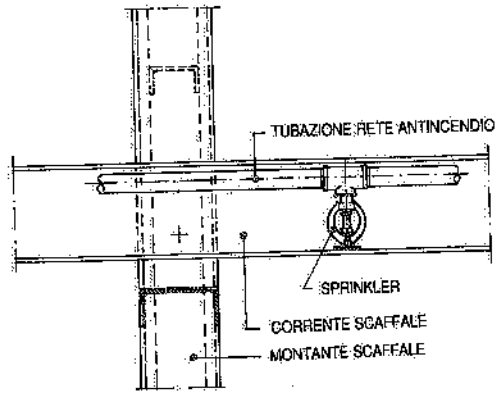


Fig. XII.6 – Gli erogatori sono previsti dentro l'altezza del corrente e pertanto non insistono nel vano utile dello scaffale.

In proposito, si deve tenere presente che la pressione iniziale – a portata nulla – da richiedere alle pompe, non deve risultare inferiore a 8 bar in corrispondenza della stazione di controllo. Per quanto riguarda la riserva di acqua da prevedere ad esclusivo utilizzo degli impianti a pioggia, vale quanto riportato in proposito nel capitolo X.

Tanto nel caso di magazzini autoportanti quanto nel caso di scaffalature inserite in fabbricati indipendenti, si pone il problema della protezione delle strutture portanti. Allorquando tale protezione si renda necessaria, le possibili predisposizioni sono (vd. capitolo X):

- protezione delle strutture portanti e di compartimentazione (di per sé stesse non adeguate), con rivestimenti incombustibili ed isolanti quali intonaci a base di cemento, calce, gesso, vermiculite oppure vernici intumescenti ed autoespandenti;
- installazione di erogatori supplementari distanziati tra di loro non più di 4,5 m e con densità di scarica $\geqslant$ 0,167 l/m^2·s (riferita alla superficie esposta).

Ricordiamo ancora che gli eventuali edifici o locali chiusi contigui ad un magazzino caratterizzato da un elevato rischio di incendio, devono essere protetti con impianto automatico a pioggia od altro equivalente, a meno che le strutture di separazione abbiano resistenza al fuoco almeno pari a REI 90 e le eventuali pareti ad angolo prospicienti abbiano resistenza al fuoco non inferiore a REI 30 e siano prive di aperture e parti combustibili per almeno 5 m dallo spigolo comune (vd. fig. X.14). Le porte ed i serramenti fra i due ambienti contigui, oltre ad avere la suddetta resistenza al fuoco non inferiore a REI 90, devono essere a chiusura automatica.

Le aperture per il passaggio di trasportatori, tubazioni, ecc. devono essere delimitate con materiali incombustibili e protette da cortine d'acqua (impianti a diluvio).

Se i due edifici sono collegati fra di loro mediante galleria o passaggio coperto (a piano terreno) o passerella chiusa, tale comunicazione deve: essere realizzata in materiali incombustibili; non servire come deposito; essere aperta lateralmente oppure dotata di evacuatori di fumo o di serramenti a chiusura automatica con resistenza almeno pari a REI 30 o con cortina d'acqua; avere una lunghezza non inferiore a 10 m ed una larghezza di almeno 5 m.

Sovente, oltre all'impianto di spegnimento automatico, si installa anche un impianto di rivelazione di incendio, normalmente costituito da rivelatori di fumo. Que-

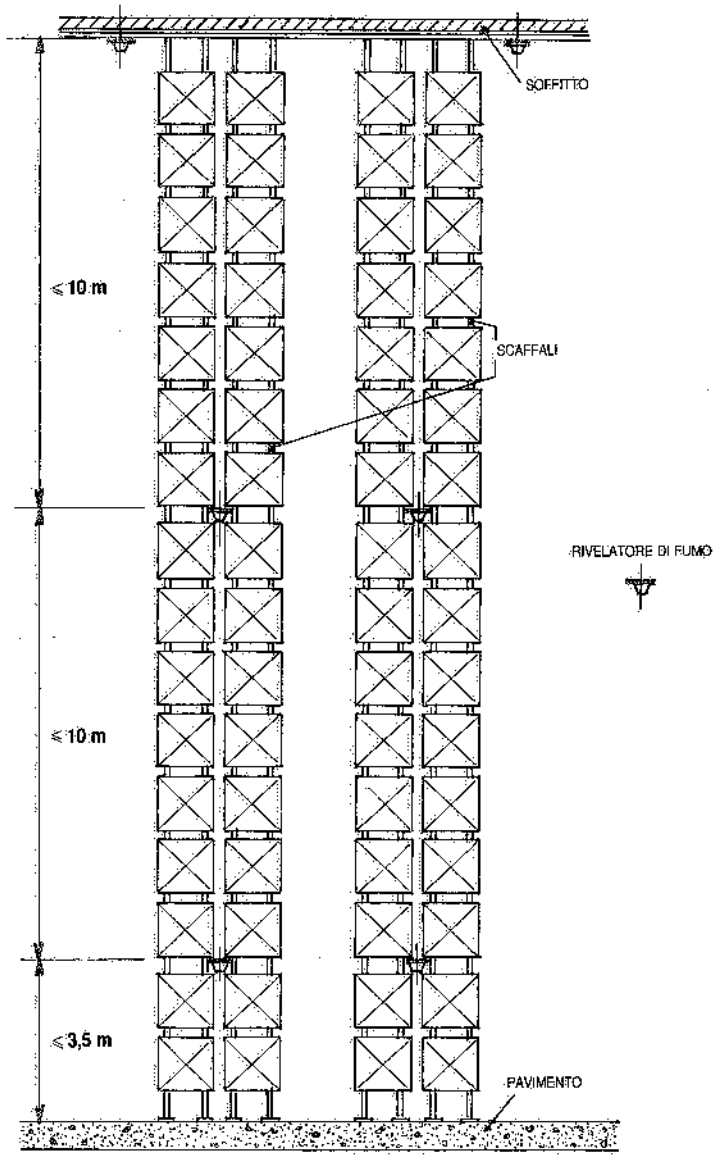


Fig. XII.7 – Distanze verticali minime fra rivelatori previsti in posizioni intermedie della scaffalatura.

st'ultimo impianto è previsto al fine di rilevare l'eventuale incendio prima dell'entrata in funzione degli sprinkler: in tal modo, il personale addetto può individuare tempestivamente il focolaio di incendio, attivare i previsti interventi di emergenza (quali: interrompere l'alimentazione elettrica, utilizzare estintori od idranti, chiudere od aprire porte) e/o rivolgersi ai Vigili del Fuoco.

Per gli impianti di rivelazione valgono le indicazioni riportate nel cap. XI, nonché le seguenti raccomandazioni relative a magazzini intensivi con altezze di impilamento superiori a 10 m:

- occorre prevedere, oltre ai rivelatori a soffitto, rivelatori supplementari all'interno delle scaffalature, a livelli distanziati fra di loro in conformità alle indicazioni precisate in fig. XII.7;
- la disposizione dei rivelatori a ciascun livello intermedio dovrebbe essere tale che nessun punto della scaffalatura disti più di 6,7 m da un rivelatore (fig. XII.8);
- nelle scaffalature, i rivelatori devono essere installati negli interstizi fra i materiali immagazzinati, come illustrato in fig. XII.2 (non sono previste distanze fra questi rivelatori intermedi e le merci).

Ricordiamo, infine, gli impianti a schiuma ad alta espansione, il cui impiego è andato via via affermandosi, specialmente per lo spegnimento di incendi di solidi e liquidi infiammabili. L'emulsione di acqua, aria e liquidi schiumosi (sostanze proteiche o sintetiche non corrosive) determina la formazione di schiuma, la quale aderisce alle superfici con l'effetto di soffocare l'incendio. Impiegando determinate schiume e particolari apparecchiature, si possono raggiungere rapporti di espansione fino a 1000:1.

A favore di tali impianti vengono prospettate le seguenti considerazioni:

- elevata efficacia di estinzione: infatti, la schiuma ha una notevole capacità di separare il combustibile dall'ossigeno;

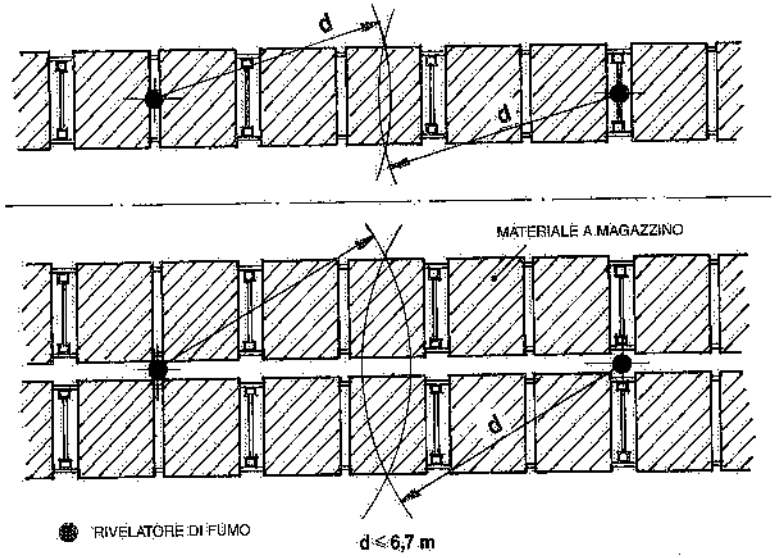


Fig. XII.8 – Planimetria di scaffali semplice e doppio e distanza minima fra rivelatori installati a livelli intermedi.

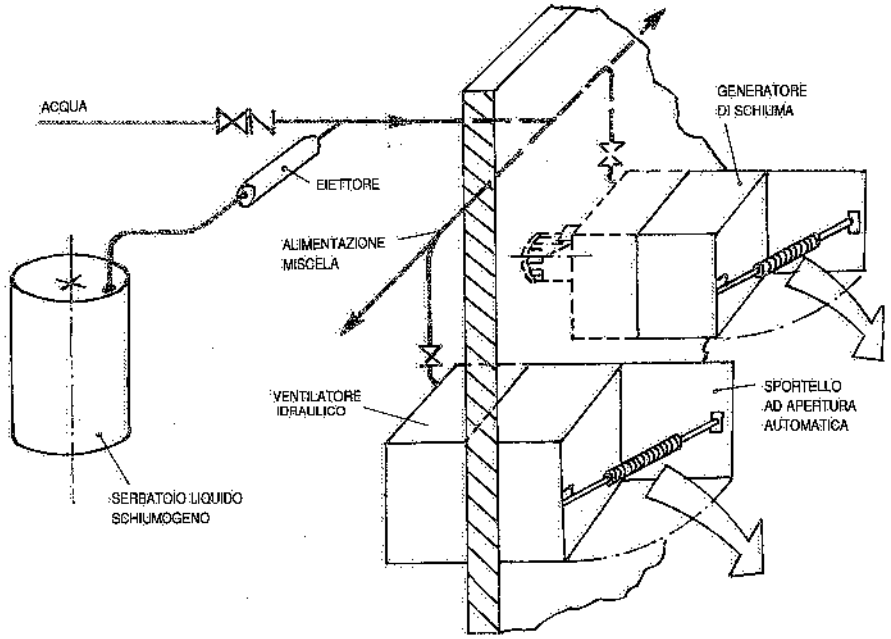


Fig. XII.9 – Schema di un impianto per la produzione di schiuma ad alta espansione.

– limitata produzione di fumo, dal momento che la schiuma blocca la combustione;
– saturazione totale dei locali, per cui anche le strutture portanti risultano protette;
– ridotta immissione di acqua nel locale in caso di intervento dell'impianto di protezione: la quantità di acqua introdotta è di soli 1-1,5 litri per ogni metro cubo ambiente, per cui risultano minori i danni eventualmente arrecati ai materiali che mal sopportino il contatto con l'acqua.

Per contro, gli impianti a schiuma ad alta espansione sono complessi ed ingombranti; richiedono inoltre una adeguata manutenzione.

La fig. XII.9 riporta schematicamente un impianto del genere: sono visibili, in particolare, il serbatoio di liquido schiumogeno e due generatori di schiuma (il loro numero è funzione del volume da proteggere): il ventilatore di cui sono dotati alimenta l'aria necessaria a trasformare in schiuma la miscela acqua-liquido schiumogeno che perviene ai generatori stessi.

Il comando di intervento dell'impianto può essere manuale od automatico, tramite centralina di controllo e segnalazione a cui sono collegati i rivelatori d'incendio.

In mancanza di una normativa nazionale, la progettazione degli impianti a schiuma è di solito eseguita in base alle norme N.F.P.A. (National Fire Protection Association).

XII.3. BIBLIOGRAFIA

Documentazione tecnica di: Automatic Protection Systems – AXA Risk Engineering – Factory Mutual International – Silvani Antincendi – Wormald Italiana.

armando monte

elementi di impianti industriali

volume II

III[a] edizione
gennaio 1997

edizioni
libreria cortina
torino

Libreria Cortina s.r.l. **TORINO** Corso Marconi. 34/A
Libreria Cortina s.p.a. **MILANO** Largo Richini, 1
Via Botticelli. 22

Libreria Cortina s.r.l. **VERONA** Via Alberto Mario.10
Libreria Cortina s.r.l. **PADOVA** Via Marzolo, 2

Fotocomposizione e Videoimpaginazione: la fotocomposizione s.c.r.l. - Via S. Pio V, 15/E - Torino
Stampa: Stampatre - Via Bologna, 220 - Torino

Indice generale

Volume I

		pag.
	Introduzione	1
1.	L'ubicazione di un impianto industriale e la scelta del terreno	5
2.	Potenzialità dell'impianto	17
3.	Lo studio del "plant layout"	21
4.	L'impiego di modelli bi- e tridimensionali per lo studio della sistemazione degli impianti	47
5.	Scelta del "plant layout" ottimale	55
6.	Ingegneria economica	65
7.	Elementi di programmazione lineare	93
8.	Elementi di statistica	105
9.	Cenni sulle ricerche di mercato	127
10.	Elementi di teoria delle code	131
11.	Il metodo delle osservazioni istantanee	155
12.	La tecnica del PERT	161
13.	I fabbricati industriali	173
14.	Servizi generali, ausiliari, igienico-sanitari	213
15.	Trasporti interni e mezzi di contenimento	233
16.	Paranchi e argani	247
17.	Carriponte	269
18.	Gru	317
19.	"Implement" per gru	327
20.	Carrelli	333
21.	Trasportatori a rulli	351
22.	Trasportatori a nastro	365
23.	Elevatori	385
24.	Trasportatori a catena	393
25.	Trasportatori vibranti	407
26.	Trasportatori particolari per materiali alla rinfusa	417
27.	Ascensori e montacarichi	425

28. Sistemi di trasporto persone 433
29. Trasporti pneumatici 443
30. I magazzini industriali 471
31. Arrivo e spedizione dei materiali 523
Appendice 541
I. Sistemi di trasporto AGV 543
II. Sistemi di trasporto aereo con carrelli automotori 575
III. Sistemi di trasporto automatici a slitta (skid) 587
IV. Carrelli semoventi elevatori 599
V. I trasloelevatori 631
VI. Magazzini intensivi per unità di carico 671
VII. Soluzioni di magazzini in funzione del picking 697
VIII. Operazioni automatizzate nel ciclo dei trasporti interni 713
IX. I sistemi automatici di trasporto e la prevenzione degli infortuni 733
X. Impianti antincendio a pioggia ad intervento automatico 737
XI. Impianti automatici di rivelazione d'incendio 755
XII. Protezioni antincendio nei magazzini intensivi 763

Volume II

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping") 777
33. Montaggio e protezione delle tubazioni 815
34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua 841
35. Impianti di distribuzione dell'acqua 871
36. Fognature e reti di recupero delle acque 901
37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio 923
38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa 961
39. Oli minerali 1005
40. Servomezzi gassosi 1027
41. Impianti elettrici 1045
42. Impianti di illuminazione 1099
43. Impianti termici 1119
44. Impianti di condizionamento dell'aria 1181
45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione 1233
46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua 1301
47. Trattamenti delle acque primarie 1317
48. Trattamenti delle acque reflue 1333
49. Trattamenti dei fanghi 1383
50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi 1397
51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo 1439
52. Le vibrazioni ed il loro controllo 1499
53. Cenni di ergonomia 1513
54. Uso razionale dell'energia 1525

Indice del II volume

pag.

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping") 777
32.1. Premesse 777
32.2. "Piping" 778
Simbologia 779
Diametro e pressione nominali 779
32.3. Tubi 783
32.4 Tubi di acciaio 784
a) Tubi filettabili 785
b) Tubi commerciali 785
c) Tubi per applicazioni meccaniche 785
d) Tubi per condotte 786
e) Tubi speciali 786
f) Tubi zincati 788
32.5. Requisiti di accettazione dei tubi di acciaio 788
32.6. Tubi di ghisa sferoidale 788
32.7. Tubi di rame 790
32.8. Tubi di materie plastiche 791
a) Tubi in policloruro di vinile (PVC) 791
b) Tubi di polipropilene (PP) 791
c) Tubi di polietilene (PE) 793
d) Tubi di resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV) 794
32.9. Giunti 795
32.10. Raccordi 803
32.11. Guarnizioni 804
32.12. Organi di intercettazione e di regolazione 806
32.13. Bibliografia 814

33. Montaggio e protezione delle tubazioni 815
33.1. Possibili collocazioni delle tubazioni 815

pag.

33.2. Pendenza delle tubazioni 819
33.3. Collaudo delle reti 820
33.4. Supporti 820
33.5. Protezione delle tubazioni 823
1. Protezione delle tubazioni interrate 823
2. Protezione interna delle tubazioni 825
3. Protezione esterna delle tubazioni aeree 826
4. Rivestimento delle tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi. 826
33.6. Scelta dei rivestimenti delle tubazioni 828
a) Rivestimenti coibenti antigelo 830
b) Rivestimenti coibenti propriamente detti 831
c) Rivestimenti antistillicidio 833
33.7. Dilatazioni termiche delle tubazioni 838

34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua 841
34.1. Modalità di derivazione 841
Derivazione da acquedotto 843
Derivazione da acque superficiali 843
Captazione da falde freatiche 848
Captazione da falde artesiane 848
34.2. Pozzi 848
I. Perforazioni a secco 848
II. Perforazioni a umido 853
a) A rotazione e a circolazione diretta 853
b) A rotazione e a circolazione inversa 854
c) A percussione e a circolazione inversa 855
III. Tipi di filtri e accorgimenti vari inerenti ai pozzi 856
IV. Caratteristiche dei pozzi 859
a) Pozzi freatici 859
b) Pozzi artesiani 861
34.3. Pompe per acqua 862
34.4. Bibliografia 870

35. Impianti di distribuzione dell'acqua 871
35.1. Premessa 871
35.2. Acqua industriale 871
35.3. Acqua potabile 877
35.4. Acqua antincendio 880
35.5. Progettazione delle reti di distribuzione 880
I. Reti a pettine 881
Metodo del diametro economico 881
II. Reti a maglie 888

pag.

1) Metodo della massima economia 888
2) Metodo parametrico 891
3) Metodo di Cross 891
35.6. Perdite di carico entro tubi di vario tipo 893
35.7. Bibliografia 896

36. Fognature e reti di recupero delle acque 901
36.1. Tubi impiegati per scarichi e fogne 901
Tubi di calcestruzzo 901
Tubi di gres 903
Tubi di materie plastiche 903
Tubi di ghisa 904
36.2. Criteri generali di progettazione 905
36.3. Dimensionamento delle fognature 906
36.4. Portate di acque pluviali 914
36.5. Portate di acque nere 915
36.6. Portate di acque tecnologiche. Recuperi e ricircoli 915
36.7. Pompe per liquami 917
36.8. Bibliografia 922

37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio 923
37.1. Generalità 923
37.2. Legislazione 924
37.3. Classificazione e cinetica degli incendi 928
37.4. Carico di incendio 929
37.5. Segnalazione degli incendi 934
1) Rivelatori di fumo 935
2) Rivelatori di fiamma 936
3) Rivelatori termici 936
4) Rivelatori di gas 938
37.6. Principi generali sull'estinzione di un incendio 939
37.7 Mezzi antincendio mobili 940
37.8. Impianti antincendio fissi 943
a) Impianti a idranti 943
b) Impianti a pioggia 951
c) Impianti a nebulizzatori o a diluvio 954
d) Impianti a CO_2 ad alta pressione 957
e) Impianti a CO_2 a bassa pressione 958
f) Impianti a schiuma meccanica 959
g) Impianti a gas specifici 960
37.9. Bibliografia 960

38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa 961
38.1. Premesse 961

pag.

38.2. Lavoro di compressione dell'aria 962
38.3. Tipi di compressori 964
Compressori volumetrici 965
Compressori dinamici o turbocompressori 975
38.4. Scelta dei compressori 977
38.5. Refrigeratori finali e serbatoi dell'aria compressa 979
38.6. Essiccazione dell'aria compressa 982
38.7. Sistemi di essiccazione dell'aria compressa 990
Essiccatori a refrigerazione 990
Essiccatori ad adsorbimento 991
Essiccatori a deliquescenza 993
38.8. Sala compressori 995
38.9. Reti di distribuzione 997
Progettazione delle reti di distribuzione 1000
38.10. Bibliografia 1004

39. Oli minerali 1005
39.1. Classificazione 1005
39.2. Modalità costruttive dei fabbricati e distanze di sicurezza 1006
39.3. Impianti elettrici 1007
39.4. Serbatoi interrati 1007
39.5. Serbatoi fuori terra 1009
39.6. Dispositivi di sicurezza 1012
39.7. Immagazzinamento e pompaggio dei combustibili liquidi 1015
39.8. Reti di distribuzione degli oli minerali 1020
39.9. Bibliografia 1026

40. Servomezzi gassosi 1027
40.1. Ossigeno 1027
40.2. Acetilene 1031
40.3. Magazzini di ossigeno e acetilene 1034
40.4. Gas naturale 1035
40.5. Gas di petrolio liquefatto (g.p.l.) 1038
40.6. Idrogeno 1042
40.7. Azoto e argon 1043
40.8. Colorazioni distintive delle bombole 1044
40.9. Bibliografia 1044

41. Impianti elettrici 1045
41.1. Normativa 1045
41.2. Fornitura dell'energia elettrica 1047
41.3. Schemi di distribuzione 1048
41.4. Linee di trasporto e distribuzione 1052

pag.

Cavi 1055
Condotti sbarre 1060
Progettazione delle linee 1066
41.5. Trasformatori di potenza 1067
41.6. Apparecchiature elettriche 1072
Apparecchiature AT 1073
Apparecchiature MT 1074
Apparecchiature BT 1074
41.7. Impostazione del progetto degli impianti elettrici 1077
41.8. Motori elettrici 1080
Caratteristiche funzionali dei motori asincroni trifasi 1081
Caratteristiche costruttive e dimensionali dei motori 1084
Protezione e sistemi di avviamento dei motori asincroni trifasi 1085
Criteri di scelta del motore 1087
41.9. Gruppi elettrogeni e gruppi di continuità 1088
41.10 Involucri protettivi 1090
41.11. Protezione contro i contatti indiretti 1091
41.12. Protezione contro i fulmini 1094
41.13. Cenni sull'autoproduzione di energia elettrica 1095
41.14. Bibliografia 1097

42. Impianti di illuminazione 1099
42.1. Generalità 1099
42.2. La luce 1099
42.3. Unità fotometriche 1100
42.4. L'illuminazione dell'ambiente di lavoro 1101
La normativa 1101
Abbagliamento 1103
Fattori complementari del benessere visivo 1103
42.5. L'illuminazione degli ambienti industriali 1104
Sorgenti luminose 1104
Apparecchi di illuminazione 1106
Manutenzione degli impianti di illuminazione 1107
42.6. Criteri di scelta dell'impianto di illuminazione 1109
42.7. Metodi di calcolo dell'illuminamento 1110
Metodo punto per punto 1110
Metodo del flusso totale 1111
42.8. Installazione degli apparecchi di illuminazione 1115
Installazione a livello copertura o a filo catena 1115
Installazione ribassata 1116
Proporzionamento delle linee 1117
42.9. Illuminazione di sicurezza 1117
42.10. Bibliografia 1118

pag.

43. Impianti termici 1119
43.1. Premesse 1119
43.2. Normativa sugli impianti termici 1120
43.3. Fonti di calore 1128
43.4. Generatori di calore 1134
Generatori con transfer liquido 1135
Generatori di calore a transfer gassoso 1137
Dati caratteristici fondamentali dei generatori di calore 1141
43.5. Transfer 1143
1) Acqua calda o surriscaldata 1144
2) Vapore d'acqua saturo o surriscaldato 1145
3) Fluidi diatermici 1146
4) Transfer gassosi 1148
43.6. Impianti per il combustibile 1150
43.7. Circuiti transfer 1157
a) Transfer aria 1157
b) Transfer gassoso 1159
c) Transfer a fluido diatermico liquido 1160
d) Transfer acqua calda o surriscaldata 1161
e) Transfer vapore d'acqua 1163
43.8. Centrali termiche 1164
a) Utenze tecnologiche 1164
b) Impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento) 1166
43.9. Apparecchi per il riscaldamento ambiente 1169
43.10. Fabbisogni di calore 1173
1. Potenza termica 1173
2. Fabbisogno annuo di calore 1176
43.11. Bibliografia 1180

44. Impianti di condizionamento dell'aria 1181
44.1. Generalità 1181
44.2. Normativa sul condizionamento ambientale 1187
44.3. Principali componenti degli impianti di condizionamento 1188
Gruppi frigorigeni 1190
Unità di trattamento aria centralizzate 1194
Condotti di distribuzione dell'aria 1197
Tubazioni di distribuzione dei liquidi 1198
Erogatori d'ambiente 1199
1) Condizionatori localizzati 1199
2) Diffusori d'aria 1202
44.4. Fabbisogni termici per il condizionamento degli ambienti 1206

pag.

Calore scambiato con l'esterno per trasmissione 1207
Calore per radiazione solare 1207
Calore endogeno 1211
Ricambio dell'aria 1212
Infiltrazioni di aria 1215
44.5. Trasformazioni principali dell'aria 1215
44.6. Tipi di impianti 1219
44.7. Bibliografia 1232

45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione 1233
45.1. Generalità 1233
45.2. Analisi delle polluzioni 1234
45.3. L'inquinamento da emissioni odorose 1239
45.4. Normativa sugli inquinamenti atmosferici 1241
45.5. Proprietà dinamiche delle emissioni 1247
I. Sedimentazione 1248
II. Centrifugazione 1251
III. Urto 1252
IV. Campo elettrico 1253
45.6. Efflusso e movimento degli aeriformi in condotti 1253
45.7. Progetto degli impianti di aspirazione 1263
I. Tipi di cappe 1263
II. Caratteristiche delle cappe 1265
III. Perdita di carico nelle cappe 1270
IV. Portata d'aria occorrente 1272
45.8. Elettroventilatori 1275
Ventilatori centrifughi 1276
Ventilatori elicoidali 1278
45.9. Esempio di dimensionamento di un impianto di aspirazione 1280
45.10 Impianti di depurazione dell'aria da polveri e fumi 1284
Impianti di depurazione a secco 1285
Impianti di depurazione a umido 1288
Scelta del depuratore 1290
45.11. Abbattimento di gas e vapori 1291
45.12. La depurazione di emissioni odorose 1294
Confronto tra le tecniche di depurazione degli effluenti odorosi 1299
45.13. Bibliografia 1300

46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua 1301
46.1. Caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua 1301
46.2. Le impurezze dell'acqua primaria 1302
46.3. L'inquinamento delle acque di scarico 1304

pag.

46.4. L'inquinamento di natura organica 1310
46.5. Metodi di valutazione dell'inquinamento 1314
46.6. Considerazioni conclusive 1315
46.7. Bibliografia 1316

47. Trattamenti delle acque primarie 1317
47.1. Eliminazione dell'anidride carbonica 1317
47.2. Eliminazione dell'ossigeno 1318
47.3. Aerazione dell'acqua 1318
47.4. Deferrizzazione 1319
47.5. Demanganizzazione 1320
47.6. Addolcimento, decarbonatazione, demineralizzazione 1320
47.7. Scambiatori di ioni 1324
47.8. Trattamento dell'acqua per usi potabili 1326
47.9. La dissalazione delle acque di mare e salmastre 1327
Distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli 1328
Elettrodialisi 1328
Osmosi inversa 1330
Altri sistemi di dissalazione 1331
Scelta del processo di dissalazione 1332
47.10. Bibliografia 1332

48. Trattamenti delle acque reflue 1333
48.1. Pretrattamenti 1333
48.2. Trattamenti primari o decantazione 1334
Decantatori a flusso orizzontale 1336
Decantatori a flusso ascendente 1338
Decantatori circolari 1339
48.3. Coagulazione o flocculazione 1340
48.4. Flottazione 1342
48.5. Depurazione biologica 1343
48.6. Precipitazione chimica 1348
48.7. Trattamenti terziari 1348
48.8. Adsorbimento 1349
48.9. Filtrazione 1350
48.10. Defosfatazione 1353
48.11. Denitrificazione 1353
48.12. Sterilizzazione 1354
48.13. Raffreddamento dell'acqua 1355
1) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica 1356
2) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica con acqua in circuito chiuso 1360
3) Raffreddamento mediante gruppi frigorigeni 1362

pag.

48.14. Trattamenti specifici delle acque reflue 1366
I. Depurazione delle acque residue dell'industria meccanica 1366
II. Trattamento delle acque residue urbane 1371
III. Trattamento delle acque di condensa delle centrali termiche 1373
IV. Trattamento delle acque di piscina 1374
48.15. Descrizione di alcuni impianti di depurazione di acque reflue. 1375
1) Stabilimento di lavorazioni meccaniche 1375
2) Stabilimento per la produzione di componenti meccanici 1376
3) Fonderia di ghisa 1379
4) Impianto di depurazione delle acque reflue di un centro urbano 1381
48.16 Bibliografia 1382

49. Trattamenti dei fanghi 1383
49.1. Generalità 1383
49.2. Trattamenti fisici, chimici e biologici 1384
a) Letti di essiccamento 1384
b) Ispessimento per decantazione 1384
c) Lavaggio 1385
d) Ispessimento per flottazione 1386
e) Fermentazione o digestione anaerobica 1386
f) Stabilizzazione per via aerobica (digestione aerobica) 1387
g) Trattamento (o condizionamento) chimico 1388
49.3. Trattamenti meccanici 1388
1) Filtrazione sotto vuoto 1389
2) Filtro-pressatura 1390
3) Centrifugazione 1391
49.4. Trattamenti termici 1392
a) Essiccazione 1392
b) Incenerimento 1392
49.5. Smaltimento finale dei fanghi 1394
49.6. Bibliografia 1396

50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi 1397
50.1. Premesse 1397
50.2. Normativa sui rifiuti solidi 1398
50.3. Composizione dei rifiuti 1403
50.4. La gestione dei rifiuti solidi 1404
50.5. Tecniche di smaltimento dei rifiuti urbani 1407
I. Discarica non controllata 1407
II. Discarica controllata 1408
III. Compressione 1410
IV. Incenerimento 1411
V. Incenerimento con recupero di energia 1414

pag.

VI. Pirolisi 1415
VII. Trasformazione in "compost" 1417
VIII. Riciclaggio o recupero 1420
50.6. Tecniche di smaltimento dei rifiuti industriali 1425
1. Incenerimento 1425
2. Compostaggio 1427
3. Discarica controllata 1427
4. Riciclaggio 1427
50.7. Criteri di scelta del sistema di smaltimento 1428
50.8. Macchinari per il trattamento dei rifiuti solidi 1432
50.9. Centri di depurazione 1435
50.10. Bibliografia 1437

51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo 1439
51.1. Caratteristiche del suono 1439
51.2. Spettri sonori 1446
51.3. Campi sonori 1449
Campo libero o diretto 1449
Campo diffuso o riverberante 1451
51.4. Combinazione di livelli sonori 1453
51.5. Rumore di fondo 1454
51.6. Riduzione del suono mediante barriere e pareti 1455
51.7. Diffusione del rumore negli ambienti 1458
Tempo di riverberazione 1463
51.8. Percezione uditiva e valutazione del suono 1465
51.9. Danni all'udito 1467
51.10. Strumenti per la misura del rumore 1470
Fonometro o misuratore di livello sonoro 1470
Apparecchi ausiliari 1472
51.11. Normativa sul rumore 1474
La situazione italiana 1474
Normative statunitensi 1476
Normativa sul rumore impulsivo 1478
51.12 Il controllo del rumore 1478
1) Propagazione nell'atmosfera 1479
2) Propagazione negli ambienti 1479
3) Trasmissione attraverso pareti 1480
51.13. Silenziatori 1484
51.14. Interventi per ridurre il rumore industriale 1488
Isolamento del rumore 1488
Assorbimento del rumore 1491
Smorzamento delle vibrazioni 1494
Esemplificazione 1496

pag.

Protezione individuale 1496
Trafila progettuale 1497
51.15. Sistemi attivi di riduzione del rumore 1497
51.16. Bibliografia 1498

52. Le vibrazioni ed il loro controllo 1499
52.1. Caratteristiche delle vibrazioni 1499
52.2. Sorgenti di vibrazioni 1500
52.3. Effetti delle vibrazioni 1500
52.4. Rilievo ed analisi delle vibrazioni 1501
52.5. Normativa 1504
52.6. Riduzione delle vibrazioni 1507
52.7. Fondazioni antivibranti 1511
52.8. Protezione individuale 1512
52.9. Bibliografia 1512

53. Cenni di ergonomia 1513
1. Uomo 1515
2. Macchina 1516
3. Ambiente 1518
Bibliografia 1522

54. Uso razionale dell'energia 1525
54.1. Premessa 1525
54.2. Il responsabile per l'uso dell'energia 1526
54.3. Interventi 1527
1. Miglioramento o sostituzione dei processi produttivi tradizionali 1529
2. Utilizzo di risorse alternative o sostitutive 1529
3. Risparmi energetici 1530
4. Ottimizzazione delle gestioni impiantistiche 1531
5. Recupero di energie degradate 1532
6. Riduzione dei disperdimenti del calore ambientale e dimensionamento ottimale delle centrali termiche 1533
7. Ricorso alla cogenerazione mediante sistemi "ad energia totale" 1534
8. Impiego di cicli termodinamici inversi 1537
54.4. Esempi di energy saving 1541
54.5. Bibliografia 1546

Unità di misura delle grandezze utilizzate nel testo, nel sistemi internazionale, tecnico e cgs e fattori di conversione f nelle unità SI.

Grandezze	*Unità SI*	*Unità tecnica*	*Unità cgs*	*f (tecnico/SI)*	*f (cgs/SI)*
Lunghezza	m	m	cm	1	10^{-2}
Massa	kg	$kg_f \cdot m^{-1} s^2 = u_m$	g	9,81	10^{-3}
Tempo	s	s	s	1	1
Temperatura termodinamica	K	°C	°C	1	1
Intensità di corrente elettrica	A	–	statA	–	$3,3 \cdot 10^{-10}$
Intensità luminosa	cd	–	cd	–	1
Quantità di sostanza	mol	–	–	–	–
Angolo piano	rad	rad	rad	1	1
Angolo solido	sr	sr	sr	1	1
Forza, peso	N	kg_f	dyn	9,81	10^{-5}
Energia, lavoro	J	$kg_f m$	erg	9,81	10^{-7}
Potenza	W	$kg_f m\ s^{-1}$	erg s^{-1}	9,81	10^{-7}
Pressione, tensione	Pa=Nm^{-2}	$kg_f m^{-2}$	dyn cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Quantità di calore, entalpia	J	kcal	erg	$4,19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Entalpia massica	Jkg^{-1}	kcal u_m^{-1}	erg g^{-1}	$4,27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Capacità termica, entropia	JK^{-1}	kcal $°C^{-1}$	erg $°C^{-1}$	$4,19 \cdot 10^3$	10^{-7}
Calore specifico, entropia massica	$Jkg^{-1}K^{-1}$	kcal $u_m^{-1}°C^{-1}$	erg $g^{-1}\,°C^{-1}$	$4,27 \cdot 10^2$	10^{-4}
Flusso di calore	W	kcal h^{-1}	erg s^{-1}	1,16	10^{-7}
Conduttività termica	W m^{-1} K^{-1}	kcal $m^{-1}h^{-1}°C^{-1}$	erg $cm^{-1}s^{-1}°C^{-1}$	1,16	10^{-5}
Trasmittenza termica	W m^{-2} K^{-1}	$kg_f s^{-1} m^{-1} °C^{-1}$	erg $s^{-1}cm^{-2}°C^{-1}$	9,81	10^{-3}
Carica elettrica	C	–	statC	–	$3 \cdot 10^{-10}$
Potenziale elettrico	V	–	statV	–	$3 \cdot 10^2$
Resistenza elettrica	Ω	–	statΩ	–	$3 \cdot 10^{11}$
Illuminamento	lx	–	lm cm^{-2}	–	10^4
Luminanza o brillanza	nt=cdm^{-2}	–	sb	–	10^4
Flusso luminoso	lm	–	lm	–	1
Frequenza	Hz	Hz	Hz	1	1
Area	m^2	m^2	cm^2	1	10^{-4}
Volume	m^3	m^3	cm^3	1	10^{-6}
Volume specifico	$m^3\,kg^{-1}$	$m^3\,u_m^{-1}$	cm^3g^{-1}	1/9,81	10^{-3}
Massa volumica, densità	kg m^{-3}	$u_m\,m^{-3}$	dyn cm^{-3}	9,81	10^{-2}
Peso specifico	N m^{-3}	$kg_f\,m^{-3}$	g cm^{-3}	9,81	10
Portata in massa	kg s^{-1}	$u_m\,s^{-1}$	g s^{-1}	9,81	10^{-3}
Portata in volume	$m^3\,s^{-1}$	$m^{-3}\,s^{-1}$	$cm^3\,s^{-1}$	1	10^{-6}
Portata ponderale	N s^{-1}	$kg_f\,s^{-1}$	dyn s^{-1}	9,81	10^{-6}
Prevalenza	m	m	cm	1	10^{-2}
Sforzo di taglio e normale	Nm^{-2}	$kg_f m^{-2}$	dyn cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Momento d'inerzia	kg m^2	$u_m\,m^2$	g cm^2	9,81	10^{-7}
Velocità	m s^{-1}	m s^{-1}	cm s^{-1}	1	10^{-2}
Accelerazione	m s^{-2}	m s^{-2}	cm s^{-2}	1	10^{-2}
Tensione superficiale	N m^{-1}	$kg_f\,m^{-1}$	dyn cm^{-1}	9,81	10^{-3}
Viscosità dinamica	Pa s=Nsm^{-2}	$kg_f\,s\,m^{-2}$	dyn s cm^{-2}	9,81	10^{-1}
Viscosità cinematica	$m^2\,s^{-1}$	$m^2\,s^{-1}$	$cm^2\,s^{-1}$	1	10^{-4}

Fattori di conversione di alcune unità fuori sistema.

1 bar = 10^5 Pa
1 atm = 1 $kg_f cm^{-2}$ = 101.325 Pa
1 mm H_2O = 9,806 Pa
1 mm Hg = 133,322 Pa
1kcal = 4,1868 10^3 J
1 Wh = 3600 J
1 giro min^{-1}= 0,104 $rads^{-1}$
1 l = 10^{-3} m^3
1 ag = 2π rad
1 kmh^{-1}=0,278 ms^{-1}

Prefissi dei multipli e sottomultipli delle unità di misura SI.

Prefisso	*Nome*	*Simbolo*
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	etto	h
10	deca	da
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	centi	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n

32. Impianti di distribuzione dei fluidi ("piping")

32.1. PREMESSE

Gli stabilimenti industriali, per produrre, abbisognano di alcuni *servomezzi* quali l'energia elettrica, l'acqua, l'aria compressa, il vapore. Infatti, macchinari e impianti tecnologici funzionano solo se sono alimentati da uno o più di tali fluidi, i quali sono assicurati da appositi impianti denominati *impianti generali*.

Nei capitoli successivi, ci soffermeremo sugli impianti di produzione e approvvigionamento dei servomezzi, sulle modalità di eventuali accumuli, sulle caratteristiche e sui criteri di progettazione delle relative reti di distribuzione negli stabilimenti industriali.

Come premessa di carattere generale, rileviamo che la progettazione dei vari impianti generali deve anche essere il risultato di uno studio di ottimizzazione economica. Infatti, da una parte, il costo degli impianti per la produzione e la distribuzione dei servomezzi può raggiungere il 30% del costo totale dello stabilimento, macchinari esclusi, e quindi è importante ridurre al minimo il relativo investimento; dall'altra, risulta altrettanto importante progettare gli impianti generali in modo da rendere minimo il costo di esercizio (consumi di energia; manutenzione; sorveglianza; oneri di mancata produzione per interruzione nella distribuzione dei servomezzi).

La preparazione tecnica e l'impegno del progettista possono portare a risultati economici di notevole entità perché relativi all'intera vita dello stabilimento.

All'atto della progettazione degli impianti generali si deve tenere conto dei prevedibili fabbisogni futuri, valutati con sufficiente larghezza, per non dover rifare o raddoppiare un impianto dopo breve tempo dalla sua realizzazione.

E ancora, ove possibile, le reti di distribuzione dei vari servomezzi devono essere visibili e facilmente ispezionabili: a tale fine, si identificano le varie reti con targhe, diciture o colorazioni specifiche. In proposito, ricordiamo che la tabella UNI 5634 fornisce indicazioni sui colori da impiegare per l'identificazione della natura di un fluido, liquido o gassoso, convogliato mediante tubazioni.

Essa fa anzitutto distinzione fra *colori distintivi di base* e *indicazioni di codice*. I primi identificano tubazioni convoglianti fluidi dei quali è sufficiente individuare la natura. Così, i colori di seguito indicati hanno il significato scritto a fianco:

verde	acqua
grigio argento	vapore e acqua surriscaldata
marrone	oli minerali, combustibili liquidi
giallo ocra	gas (esclusa l'aria)
violetto	acidi e alcali
azzurro chiaro	aria compressa
nero	altri liquidi

Le indicazioni di codice sono i *colori di sicurezza* ed i *dati indicanti la natura* del fluido. Esse si applicano – in prossimità di valvole, raccordi e apparecchiature – su tubazioni adducenti fluidi la cui individuazione deve essere precisa. I colori di sicurezza impiegati a tale scopo sono:
- rosso, per le tubazioni degli impianti antincendio;
- azzurro, assieme al colore di base verde, per contraddistinguere le tubazioni convoglianti acqua dolce (potabile o no).

I dati indicanti la natura del fluido possono essere riportati sotto una delle forme seguenti:
- nome per esteso (ad esempio, acqua dolce);
- abbreviazione (A D);
- formula chimica (H_2O).

Tanto dei colori di base quanto dei colori di sicurezza, la norma UNI citata fornisce la definizione fisica.

I colori di base sono applicati o su tutta la tubazione od a bande, la cui larghezza è funzione del diametro della tubazione e della distanza alla quale deve essere visibile.

I colori di sicurezza sono applicati sul colore di base con bande di larghezza pari a 1/4 della larghezza della banda del colore di base.

I dati riguardanti la natura del fluido sono in bianco o in nero, in modo da contrastare con il colore di base, siano essi applicati direttamente sul tubo o su targhette fissate al tubo stesso.

La norma CEI 16-4 precisa a sua volta i colori che consentono l'individuazione dei conduttori isolati e nudi, mentre la norma CEI 16-3 specifica i colori per gli indicatori luminosi e per i pulsanti. Così, i conduttori di protezione sono individuati dalla combinazione bicolore giallo-verde; i conduttori nudi e le sbarre devono essere colorati con bande verdi e gialle larghe ciascuna da 15 a 100 mm; il blu chiaro identifica il conduttore neutro. Per quanto riguarda i dispositivi indicatori installati sulle apparecchiature elettriche, il colore rosso evidenzia una situazione di pericolo, il giallo richiama l'attenzione delle persone, il verde assume il significato di sicurezza.

Facciamo infine presente che le tubazioni, le valvole ed i vari componenti degli impianti di distribuzione dei servomezzi devono essere installati in modo da: non intralciare il transito; non essere danneggiati da veicoli o mezzi di trasporto; non occupare spazi di lavoro; non costituire barriera alla luce naturale.

In questo capitolo, prenderemo in esame gli elementi costitutivi delle reti di distribuzione dei servomezzi liquidi e gassosi.

32.2. "PIPING"

I principali elementi costitutivi delle reti di distribuzione (1) dei fluidi sono:

(1) Nell'industria, per *rete di distribuzione* di un fluido si intende l'insieme delle tubazioni, valvole, derivazioni, ecc. che consentono di alimentare il fluido stesso dal punto di produzione o di captazione alle utenze distribuite nello stabilimento.

- tubi;
- giunti, raccordi, flange e guarnizioni;
- organi di intercettazione e di regolazione;
- accessori (manometri, misuratori di portata, filtri, dilatatori, scaricatori di condensa, ecc.).

La fig. 32.1 consente di individuare, nel caso molto semplice preso ad esempio, alcuni degli elementi sopra citati.

Nella terminologia anglosassone le reti di distribuzione sono individuate con un unico termine: *piping*.

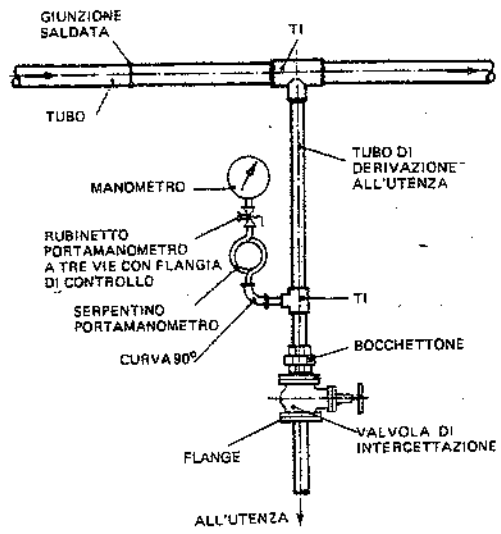


Fig. 32.1 - Elementi costituenti un tratto di tubazione per l'alimentazione di un fluido ad una utenza.

Simbologia

La rappresentazione grafica delle reti di distribuzione dei fluidi richiede quasi sempre l'adozione di una apposita simbologia: in mancanza di una unificazione in merito, si adottano segni convenzionali preventivamente definiti.

La tab. 32.I riporta i segni grafici adottati presso alcuni uffici tecnici per la raffigurazione di parti costituenti le reti di distribuzione dei fluidi negli stabilimenti industriali.

Diametro e pressione nominali

Introduciamo le definizioni di *diametro nominale* e *pressione nominale*.

Il *diametro nominale* (DN) è una designazione numerica comune a tutti gli elementi di una tubazione (tubi, flange, saracinesche, ecc.) per il convogliamento dei fluidi; esso rappresenta, approssimativamente, la dimensione in millimetri del diametro interno dell'elemento di tubazione. Il DN è sovente utilizzato per le tubazioni di acciaio e di ghisa.

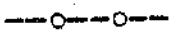
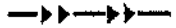
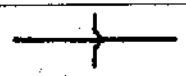
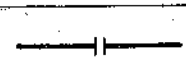
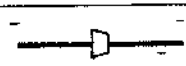
La serie dei diametri nominali unificati e da impiegare di preferenza è, in Italia, la seguente (tabella UNI 1282-82):
1 – 1,5 – 2 – 2,5 – 3 – 4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 15 – 20 – 25 – 32 – 40 – 50 – 65 – 80 – 100 – 125 – 150 – 175 – 200 – 250 – 300 – 350 – 400 – 500 – 600 – 700 – 800 – 900 – 1000 – 1200 – 1400 – 1600 – 1800 – 2000 – 2200 – 2500.

Gli elementi di tubazione possono anche essere designati con il diametro esterno od interno e con lo spessore, l'uno e l'altro espressi in millimetri; in particolare, tale designazione è normale per le tubazioni in materie plastiche ed in calcestruzzo.

In molti paesi il diametro dei tubi e degli altri componenti del piping è ancora definito in *pollici*, in conformità alle norme ANSI (American National Standard Institute); solo la designazione è cambiata: il diametro in pollici non è più contraddistinto dal noto simbolo di identificazione (doppio apostrofo), ma è espresso da un numero preceduto dalla sigla NSD (Nominal Size Designation). I diametri più frequentemente usati sono:
NSD 1/2 – 3/4 – 1 – 1½ – 2 – 3 – 4 – 6 – 8 – 10 – 12 – 14 – 16 – 18 – 20 – 24 – 26 – 28 – 30 – 34 – 36 – 38 – 40 – 42 – 44 – 46 – 48.

Tabella 32.I – Simbologia per la raffigurazione grafica dei principali elementi costituenti le reti di distribuzione dei fluidi.

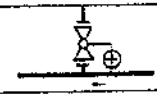
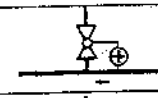
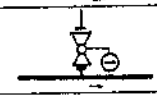
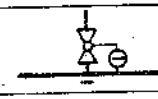
a) TUBAZIONI E PARTICOLARI DI TUBAZIONI

DENOMINAZIONE		SIMBOLO
ACQUA INDUSTRIALE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA ANTINCENDIO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA POTABILE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ACQUA DI RECUPERO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
ARIA COMPRESSA	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
GAS ILLUMINANTE	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
GAS METANO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
BENZINA	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
OLIO	TUBAZIONE AEREA O IN CUNICOLO	
	TUBAZIONE INTERRATA	
INCROCIO CON CONNESSIONE		
INCROCIO SENZA CONNESSIONE		
UNIONE A FLANGIA		
VARIAZIONE DI DIAMETRO		

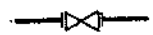
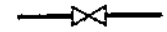
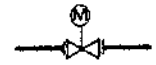
(segue)

(segue tabella 32.I) –

b) VALVOLE

DENOMINAZIONE	FLANGIATE	FILETTATE
MANUALE		
CON COMANDO A MOTORE		
CON COMANDO A GALLEGGIANTE		
DI RITEGNO		
DI REGOLAZIONE COMANDATA DALLA PRESSIONE A MONTE		
DI REGOLAZIONE COMANDATA DALLA PRESSIONE A VALLE		
A TRE VIE		
A FARFALLA		

c) SARACINESCHE

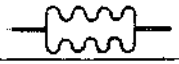
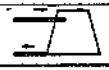
MANUALE		
CON COMANDO A MOTORE		

d) APPARECCHIATURE, APPARECCHI DI MISURA, COMPENSATORI DI DILATAZIONE, MOTORI E MACCHINE

DENOMINAZIONE	SIMBOLO
INDICATORE DI LIVELLO	
TERMOMETRO	
MANOMETRO O VACUOMETRO	

(segue)

(segue tabella 32.I)

FLUSSOMETRO	
COMPENSATORE DI DILATAZIONE A LIRA / OMEGA	
COMPENSATORE DI DILATAZIONE A SOFFIETTO	
MOTORE ELETTRICO	
POMPA CENTRIFUGA	
ELETTROVENTILATORE ELICOIDALE	
VENTILATORE CENTRIFUGO	
FILTRO	
SCARICATORE DI CONDENSA A GALLEGGIANTE	
SERBATOIO PER ACQUA	
TORRE DI REFRIGERAZIONE	

La *pressione nominale* (PN) indica una pressione convenzionale, espressa in bar, caratterizzante la resistenza massima degli elementi costituenti una tubazione.

Le pressioni nominali unificate e di più frequente impiego sono le seguenti (tabelle UNI 1283-85 e UNI ISO 7268-85):
1 – 2,5 – 6 – 10 – 16 – 20 – 25 – 50 – 64 – 100 – 150 – 250 – 320 – 420 – 640 – 1000 – 1600 – 2500.

Con riferimento ai tubi di acciaio, ad ogni valore della *pressione nominale* corrispondono tre valori della *pressione di esercizio*, a seconda del grado di sicurezza richiesto (stabilito in base alla natura del fluido ed alla sua temperatura). Per determinare la pressione massima alla quale può essere sottoposta una tubazione, si considerano tre condizioni di esercizio:

I) la prima condizione fa coincidere la pressione di esercizio con la pressione nominale: è il caso di fluidi non pericolosi (in relazione alla loro natura chimica) e con temperature inferiori a 120°C;
II) nella seconda condizione, la pressione di esercizio è circa l'80% della pressione nominale: fluidi chimicamente pericolosi a temperature non superiori a 120°C oppure fluidi non pericolosi a temperature fra i 120° e i 300°C;
III) nel caso di fluidi molto pericolosi oppure non pericolosi ma aventi temperature superiori a 300°C, la pressione di esercizio corrisponde al 64% della pressione nominale (terza condizione di esercizio).

La tab. 32.II riporta i valori delle pressioni nominali e delle pressioni di esercizio nelle tre condizioni suddette. Tale tabella riporta pure le pressioni richieste per la *prova idraulica* delle tubazioni (da effettuarsi dopo la loro posa in opera e prima dell'entrata in esercizio). All'estero, i valori della pressione di prova sono dettati dalle norme ANSI B31.1.

Tabella 32.II – Pressioni nominali, di esercizio e di collaudo per tubi e flange di acciaio (valori in bari.

PN	Pressioni di esercizio				Pressione di prova idraulica
	I	II	III		
	tubi e flange	tubi e flange	tubi	flange	
1	1	1	–	–	2
2.5	2.5	2	–	–	4
6	6	5	–	–	10
10	10	8	–	–	16
16	16	13	10	–	25
25	25	20	16	20	40
40	40	32	25	32	60
64	64	50	40	40	96
100	100	80	64	64	150

Per quanto riguarda i tubi di materie plastiche, la pressione nominale corrisponde alla pressione di esercizio solo per il convogliamento di acqua alla temperatura di 20°C; al crescere della temperatura, la pressione di esercizio diminuisce secondo le indicazioni fornite dalla normativa in essere.

32.3. TUBI

Il tipo di tubo adatto al trasporto di un determinato fluido viene scelto in base ai seguenti fattori:

1) *Materiale* di cui sono costituiti i tubi: si costruiscono tubi di acciaio, ghisa, materie plastiche, calcestruzzo, rame, ecc.
   La scelta del materiale costituente i tubi va fatta tenendo conto, tra l'altro, delle caratteristiche chimico-fisiche del fluido da trasportare (prime fra tutte l'aggressività, la temperatura e la pressione), nonché delle condizioni ambientali in cui le tubazioni verranno a trovarsi (ossia, anche qui, temperatura, pressione, aggressività).
2) *Tipo costruttivo* dei tubi (con o senza saldatura, lisci o filettati, con o senza rivestimento protettivo): la scelta si fa ancora in base alla natura del fluido e, inoltre, alla portata, pressione di esercizio, modalità di installazione del tubo stesso (interrato, aereo nell'interno dei fabbricati o all'aperto, ecc.).

Scelto il tipo di materiale ed il tipo costruttivo più adatti, si determinano il diametro (in funzione della portata di fluido da convogliare) e lo spessore del tubo.

Lo spessore minimo dei tubi metallici soggetti a pressione interna (2) è determinabile con la seguente formula (tabelle UNI 1285 e 7088):

$$s_o = \left(\frac{pd_e}{20\sigma_{am} + p} + c\right) \cdot \frac{100}{100 - a} \qquad (32.1)$$

(2) Il calcolo di resistenza qui richiamato non tiene conto di sollecitazioni addizionali quali vibrazioni, urti, pulsazioni di pressione, carichi esterni.

Se però è prevista una prova idraulica o altra prova di pressione sostitutiva, lo spessore viene calcolato con la:

$$s_o = \frac{p_p d_e}{20\frac{R_i}{K}z + p_p} \cdot \frac{100}{100 - a} \qquad (32.2)$$

Nelle (32.1) e (32.2) i simboli impiegati hanno il seguente significato:

s_o = spessore di calcolo del tubo (mm);
p = massima pressione di esercizio prevista (bar);
d_e = diametro esterno del tubo (mm);
σ_{am} = sollecitazione massima ammissibile (N/mm²);
z = efficienza di saldatura, con i seguenti valori:
0,5 per tubi saldati, di acciaio Fe 360,
0,8 per tubi saldati, di materiale di qualità,
1 per tubi senza saldatura e saldati, di materiale di qualità e sottoposti a controllo non distruttivo sull'intero sviluppo della saldatura;
c = sovraspessore (mm), funzione del materiale, del procedimento di fabbricazione e delle condizioni di corrosione in esercizio. Si assume:
c = 0,5 per acciai al carbonio,
c = 0 per acciai inossidabili, materiali metallici non ferrosi, plastica;
a = tolleranza di fabbricazione sullo spessore del tubo (12,5%);
p_p = pressione di prova idraulica (bar);
R_i = carico unitario al limite di deformazione permanente dello 0,2%, alla temperatura t (N/mm²);
K = coefficiente di sicurezza su R_i (≥ 1,6).

Lo spessore di fabbricazione del tubo viene assunto non inferiore al maggiore dei due valori ricavati con le formule (32.1) e (32.2), le quali tengono già conto delle tolleranze di fabbricazione. Lo spessore nominale viene arrotondato a quello unificato immediatamente superiore.

Più semplicemente, lo spessore dei tubi può essere calcolato mediante la:

$$s = \frac{PN \cdot d_e}{20\sigma_{am} + PN} \qquad (32.3)$$

applicabile a qualunque tipo di tubo.

32.4. TUBI DI ACCIAIO

I tubi di acciaio possono essere costruiti con o senza saldatura, a seconda del processo di produzione. Le norme UNI ne precisano la classificazione, le caratteristiche, le dimensioni e le prove (3).

(3) L'unificazione riguarda sia i tubi di acciaio *saldati*, costruiti con nastri di acciaio curvati e saldati secondo processi diversi, sia quelli *senza saldatura*, ottenuti mediante procedimento di laminazione o di pressatura a caldo, finiti come tali con ulteriore lavorazione di trafilatura a caldo ed a freddo.

I tubi di acciaio sono classificabili in base agli impieghi cui sono destinati. Di seguito, citiamo i tipi di tubi più frequentemente utilizzati per realizzare le reti di distribuzione dei fluidi, con particolare riferimento al piping industriale.

a) Tubi filettabili

Si tratta di tubi di produzione corrente, di acciaio non legato Fe 330, saldati o senza saldatura, facilmente lavorabili. Vengono forniti, a richiesta, con le estremità già filettate oppure lisce e sono normalmente utilizzati per impianti convoglianti fluidi in pressione. La filettatura è di norma conica ed i tubi possono essere forniti con manicotto avvitato ad una delle estremità. Dietro richiesta, sono anche prodotti con filettatura cilindrica.

La norma UNI 8863-87 suddivide questi tubi in tre serie: leggera, media e pesante, le cui pressioni nominali variano da PN 10 a PN 25 ed i diametri da DN 10 a DN 100 (peraltro, i produttori limitano il diametro dei tubi saldati a DN 80, mentre forniscono tubi senza saldatura delle serie media e pesante con diametri fino a DN 150). Per la loro individuazione si usa ancora, nella pratica, una misura convenzionale del diametro espressa in pollici.

I tubi senza saldatura sono anche denominati *tubi gas*; la tab. 32.III riporta le principali caratteristiche della serie media di tali tubi. Per le altre due serie e per i tubi saldati si rimanda alla UNI 8863 oppure alle tabelle dei produttori. Nella categoria dei tubi filettabili rientrano anche i tubi per pozzi d'acqua, suddivisi nella serie leggera (UNI 1288) e media (UNI 1289).

Tabella 32.III – Caratteristiche dei tubi di acciaio senza saldatura, serie media, filettabili, con manicotto (tabella UNI 8863).

DN	Diametro convenz. pollici	Diametro esterno mm	Spessore mm	Massa lineica nero kg/m	Massa lineica zincato kg/m
10	3/8"	17,2	2,3	0,839	0,876
15	1/2"	21,3	2,6	1,21	1,26
20	3/4"	26,9	2,6	1,56	1,62
25	1"	33,7	3,2	2,41	2,49
32	1"1/4	42,4	3,2	3,10	3,20
40	1"1/2	48,3	3,2	3,56	3,67
50	2"	60,3	3,6	5,03	5,17
65	2"1/2	76,1	3,6	6,42	6,60
80	3"	88,9	4,0	8,36	8,57
100	4"	114,3	4,5	12,2	12,48
125	5"	139,7	5,0	16,6	16,94
150	6"	165,1	5,0	19,8	20,20

Temperature di impiego: –10° ÷ +110°C. PN 16 per i tubi filettati, PN 25 per i tubi lisci.

b) Tubi commerciali

Quando si devono trasportare fluidi per i quali sono richiesti la tenuta stagna e diametri fino a 600 mm, si ricorre a tubi di acciaio non legato di base (Fe 320) con estremità lisce, nelle due versioni: senza saldatura o saldati.

Dimensioni e masse di tali tubi sono indicate nelle UNI 7287-86 e 7288-86; dalla prima abbiamo stralciato e riportato nella tab. 32.IV le caratteristiche dei tubi lisci commerciali di più frequente impiego.

c) Tubi per applicazioni meccaniche

La norma UNI 7729 precisa le caratteristiche dei tubi senza saldatura, di acciaio non legato di qualità, adatti per applicazioni meccaniche.

Inoltre, la UNI 663 riguarda tubi di qualità, lisci, utilizzati – oltre che per applicazioni meccaniche – negli scambiatori di calore e dentro forni o vaporizzatori (tali tubi sono in grado di sopportare temperature fino a circa 200°C).

Tabella 32.IV – Dimensioni e masse di tubi senza saldatura con estremità lisce di acciaio non legato di base (UNI 7287).

Ø esterno mm	Spessore mm	Massa lineica kg/m
60,3	2,9	4,11
76,1	2,9	5,24
88,9	3,2	6,76
101,6	3,6	8,70
114,3	3,6	9,83
139,7	4,0	13,4
168,3	4,5	18,2
219,1	6,3	33,1
273,0	6,3	41,4
323,9	7,1	55,5

Tubi per basse ed alte temperature sono anche prodotti secondo norme internazionali; in par-ticolare, secondo le ASTM (American Society for Testing and Materials) A333 e A335.

d) Tubi per condotte

Questi tubi sono classificabili in base al fluido che devono convogliare; sono infatti disponibili:

* tubi per trasporto di acque;
* tubi per trasporto di prodotti petroliferi;
* tubi per trasporto di gas naturale.

I tubi per condotte d'acqua sono normalizzati dalla UNI 6363-84, mentre i tubi utilizzati per la distribuzione dei prodotti liquidi dell'industria petrolifera rispecchiano la UNI 8488-88 oppure la norma 5L dell'API (American Petroleum Institute), entrambe applicabili anche ai tubi per gas naturale. I tubi destinati a quest'ultimo fluido devono soddisfare anche i requisiti integrativi (rispetto a quanto indicato nella UNI 8488) previsti nel D.M. 24 novembre 1984.

La tab. 32.V riporta dimensioni e pesi di tubi di acciaio per condotte d'acqua ripresi dalla UNI 6363. Tali tubi sono costruiti – in relazione alle pressioni cui saranno sottoposti – con acciai al carbonio Fe 360, Fe 410 o Fe 510.

e) Tubi speciali

Tabella 32.V – Tubi di acciaio non legato di qualità, senza saldatura, per condotte d'acqua.

DN	Ø esterno mm	Spessore mm	Massa lineica kg/m
150	168,3	4,5	18,2
200	219,1	5,9	31,0
250	273	6,3	41,4
300	323,9	7,1	55,5
350	355,6	7,1	61,0
400	406,4	8,0	78,6
450	457	8,0	88,6
500	508	8,8	108
600	610	12,5	184

I tubi speciali sono adatti per condizioni particolarmente severe di esercizio (temperatura, corrosione, ecc.). Sono costruiti senza saldatura con acciai legati, in esecuzione a caldo ed a freddo, ad alto contenuto di Cr, quali gli *acciai inossidabili* dei vari tipi a struttura austenitica, ferritica e martensitica. Fra questi, i più impiegati sono gli austenitici (contenuto di *Cr* compreso fra il 16 e il 26%; di *Ni* fra l'8 e il 22%; piccole quantità di *Mo, Ti, Cb, Ta, C*).

La tab. 32.VI riporta le caratteristiche e le possibilità di impiego degli acciai inossidabili più usati per la fabbricazione di tubi.

I tubi di acciaio inossidabile sono impiegati nel campo delle alte temperature, nelle industrie dell'azoto e derivati, farmaceutica, conserviera, in enologia, nelle tin-

Tabella 32.VI – Acciai inossidabili, loro caratteristiche chimiche, meccaniche e d'impiego.

Designazione AISI	Composizione chimica				Caratteristiche meccaniche		Struttura	Caratteristiche d'impiego
	C %	Cr %	Ni %	Altri elementi %	Carico di rottura kg/mm²	Carico di snervamento kg/mm²		
310	≤ 0,25	24÷26	19÷22	–	67	31,5	Austenitica (acciai non temprabili a caldo, per lavori da eseguire a caldo)	Adatto per alte temperature; resiste bene alla corrosione fino a 800-900 °C; saldabilità buona
304 S	≤ 0,06	18÷20	8÷12	–	59÷70	21÷24,5		Buona resistenza alla corrosione alle temperature normali; saldabilità buona
304 L	≤ 0,03	18÷20	8÷12	–	56	23,2		Come l'AISI 304 S, ma più facilmente saldabile (per minor tenore di C); saldabilità molto buona
316 L	≤ 0,03	16÷18	10÷14	Mo = 2÷3	57	24÷29,5		Resiste meglio dei precedenti alla corrosione (perché contiene Mo); saldabilità discreta
316 S	≤ 0,06	16÷18	10÷14	Mo = 2÷3	56÷59	21÷29,5		Come l'AISI 316 L, ma più facilmente saldabile
321	≤ 0,08	17÷19	9÷12	Ti ≥ 5 C	59÷64	21÷24		Simile all'AISI 304 S, ma essendo stabilizzato con Ti ha miglior resistenza alla corrosione; saldabilità buona
347	≤ 0,08	17÷19	9÷13	Cb + Ta ≥ 10 C	63÷67	24÷28		Come l'AISI 321, ma Cb e Ta ne aumentano ulteriormente la resistenza meccanica; saldabilità molto buona
430	≤ 0,12	14÷18	–	–	53	28÷35	Ferritica (acciai non temprabili)	Presenta minor resistenza alla corrosione dei precedenti, ma la lavorazione è più facile; saldabilità buona
446	≤ 0,20	23÷27	–	N ≤ 0,25	56÷60	35÷38		Come l'AISI 430, con resistenza maggiore; saldabilità discreta
410	≤ 0,15	11,5÷13,5	–	–	49÷52	28÷31	Martensitica (acc. temprati)	Minor resistenza meccanica ed alla corrosione dei tipi AISI 430 e 446; saldabilità buona

torie, nonché nei casi in cui sono richiesti elevati valori delle caratteristiche meccaniche di scorrimento a caldo e stabilità all'ossidazione ed alla corrosione.

In particolare, gli acciai austenitici resistono alle soluzioni saline, a numerosi acidi, alcali e composti chimici. Gli acciai martensitici resistono a: agenti atmosferici, acqua, acidi (escluso il nitrico) ed alcali. Gli acciai ferritici sono intermedi, per quanto riguarda la resistenza alla corrosione, fra quelli austenitici e quelli martensitici.

Ovviamente, le prove tecnologiche e le caratteristiche dimensionali e di esecuzione per i tubi speciali sono più impegnative di quelle prescritte per i tubi appartenenti alle altre classi.

f) Tubi zincati

Nei casi in cui si devono evitare processi di ossidazione o corrosione, che inquinerebbero il fluido convogliato (si pensi alle reti di distribuzione dell'acqua potabile), i tubi di acciaio devono essere rivestiti di zinco. La zincatura si ottiene immergendo i tubi in bagni di zinco fuso ed asportando l'eccesso di tale metallo sulle superfici interne ed esterne mediante dispositivi automatici. La UNI 5745-86 precisa le caratteristiche e le modalità di prova della zincatura a caldo dei tubi di acciaio.

La già citata tab. 32.III riporta le principali caratteristiche dei tubi gas della serie media zincati.

32.5. REQUISITI DI ACCETTAZIONE DEI TUBI DI ACCIAIO

Le norme UNI relative ai tubi di acciaio precisano le tolleranze ammissibili – per i vari tipi di tubi – su numerosi parametri; in particolare, per diametro esterno, spessore, massa, forma. Precisano, inoltre, le condizioni tecniche di fornitura, nonché i controlli e le prove che i fabbricanti devono eseguire sui tubi stessi (citiamo, in particolare, le prove idrauliche, di trazione e di schiacciamento); infine, le caratteristiche chimiche e meccaniche dei tubi di acciaio (tab. 32.VII), le condizioni di accettazione e le modalità di esecuzione delle prove.

32.6. TUBI DI GHISA SFEROIDALE

Questi tubi sono costituiti da ghisa sferoidale ottenuta dalla ghisa grigia immettendo una opportuna quantità di magnesio nella fusione: tale aggiunta provoca l'agglomerazione del carbonio, all'atto della solidificazione, in forma di sferoidi (donde il nome di ghisa a grafite sferoidale) anziché sotto forma di lamelle, come avviene nella ghisa grigia classica.

Tabella 32.VII – Caratteristiche meccaniche, a temperatura ambiente (23°±5°C), dei tubi di acciaio, senza saldatura e saldati.

Qualità di acciaio	Prova di trazione (valori minimi)		
	Carico unitario di rottura N/mm²	Carico unitario di snervamento N/mm²	Allungamento %
Fe 320	320	–	15
Fe 330	330	210	22
Fe 360	360	235	25
Fe 410	410	255	22
Fe 510	510	355	20

I tubi di ghisa sferoidale sono ottenuti per centrifugazione (4) e sono normalmente dotati di giunto a bicchiere (fig. 32.2), con guarnizione in elastomero, oppure, per particolari applicazioni, sono disponibili in versione flangiata (v. § 32.8). Successivamente alla centrifugazione si rende necessario un trattamento termico (ricottura) per ottenere una struttura prevalentemente ferritica, tipica della ghisa sferoidale.

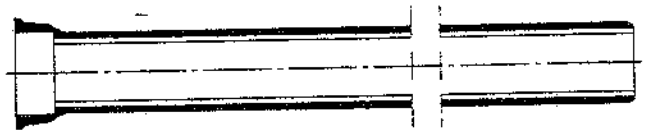


Fig. 32.2 – Tubo di ghisa sferoidale con giunto a bicchiere.

Esiste inoltre una gamma di raccordi e pezzi speciali in entrambe le versioni (a bicchiere e flangiata), nonché, per le tubazioni destinate ad uso fognario, una serie di raccordi di immissione, di ispezione e di collegamento con altri materiali.

Salvo particolari prescrizioni, tutti i tubi ed i raccordi di ghisa sferoidale sono rivestiti all'esterno ed all'interno, in funzione del tipo di utilizzo.

La protezione esterna consiste, in tutti i casi, in un rivestimento di zinco metallico, a cui si sovrappone una vernice sintetica o bituminosa nera per i tubi ad uso acquedottistico o gas, e una vernice epossidica rossa per i tubi ad uso fognario. Anche la protezione interna dei tubi per uso gas può essere effettuata con vernice bituminosa nera. I tubi destinati al convogliamento di acqua potabile o per irrigazione sono rivestiti internamente con malta composta da cemento d'altoforno e sabbia silicea di opportuna granulometria: la malta cementizia viene portata, per mezzo di un apposito canale dosatore, all'interno del tubo posto in rapida rotazione (centrifugazione). Questa modalità di applicazione comporta la migrazione dei componenti a granulometria più elevata verso la parete in ghisa, mentre la frazione più fine viene a trovarsi a contatto con l'effluente: ne derivano un basso coefficiente di scabrezza e perdite di carico contenute. I tubi per uso fognario sono rivestiti internamente con malta di cemento alluminoso, utilizzando una tecnica del tutto analoga a quella descritta. Il cemento di tipo alluminoso assicura una maggiore resistenza all'abrasione ed agli attacchi chimici degli effluenti fognari.

La norma UNI ISO 2531 definisce le principali caratteristiche dei tubi, raccordi e pezzi accessori di ghisa sferoidale per condotte in pressione. La tab. 32.VIII riporta DN, spessore e massa lineica di tubi di ghisa a bicchiere. Si segnalano inoltre le norme UNI EN 545 e 969 che contengono prescrizioni e metodi di prova per tubi, raccordi ed accessori di ghisa sferoidale impiegati per condotte d'acqua e di gas.

I tubi in ghisa sferoidale presentano il vantaggio di una buona resistenza alla corrosione: sono pertanto impiegati preferenzialmente per condotte interrate (fognature, reti idriche e gas). Le modalità e le profondità di posa sono definite in funzione delle carat-

(4) La ghisa viene colata in conchiglie metalliche disposte orizzontalmente e rotanti a velocità elevata: proiettata dalla forza centrifuga contro la parete interna della conchiglia, la ghisa dà luogo a tubi aventi spessore e resistenza prestabiliti. Per il getto dei raccordi e dei pezzi speciali si ricorre a tecniche di getto tradizionali, con forme in sabbia.

teristiche meccaniche e geometriche dei tubi, tenendo conto delle sollecitazioni indotte dai carichi esterni statici e dinamici e dalla pressione interna.

La ghisa sferoidale, oltre ad offrire caratteristiche paragonabili a quelle dell'acciaio ed una buona duttilità, resiste meglio dell'acciaio all'aggressività del terreno, sia per le proprietà intrinseche del materiale, sia per la presenza dei giunti a bicchiere, dotati di una guarnizione in elastometro che agisce da giunto dielettrico contro le correnti vaganti. Nel caso di terreni particolarmente aggressivi, si può impiegare una protezione aggiuntiva, costituita da un manicotto in polietilene da applicare in fase di posa.

Tabella 32.VIII – Caratteristiche dimensionali di tubi in ghisa sferoidale per il convogliamento di fluidi industriali aventi temperature inferiori a 60°C (fig. 32.2).

DN	Spessore mm	ø esterno mm	Massa lineica kg/m
60	6	77	11,5
80	6	98	15
100	6,1	118	18,5
125	6,2	144	23
150	6,3	170	27,5
200	6,4	222	37
250	6,8	274	48
300	7,2	326	61
400	8,1	429	95,5
500	9	532	131
600	9,9	635	170
700	10,8	738	218
800	11,7	842	269
1000	13,5	1048	378
1200	15,3	1255	506
1400	17,1	1462	694
1600	18,9	1668	868
1800	20,7	1875	1058

32.7. TUBI DI RAME

I tubi di rame presentano elevate conduttività elettrica e termica, una buona resistenza alla corrosione e tenuta ai gas; possono sopportare pressioni di esercizio di alcune decine di bar.

La norma UNI EN 1057 relativa ai tubi di rame senza saldatura per distribuzione fluidi, precisa gli standard qualitativi e fornisce le dimensioni dei tubi in esame, i cui diametri esterni variano da 6 a 267 mm (tab. 32.IX). I tubi di rame sono anche disponibili con sezione quadrata o rettangolare.

Le giunzioni sono realizzate mediante saldatura di testa, giunzione capillare (UNI 8050) o meccanica; i raccordi ed i pezzi speciali possono essere di rame, ottone o bronzo.

I tubi di rame sono utilizzati negli impianti idrotermosanitari, di riscaldamento, di distribuzione combustibili ed a gas.

Tabella 32.IX – Diametri e spessori dei tubi di rame più utilizzati (UNI EN 1057).

Diametro esterno e spessore di parete mm	
6x0,8	18x1
6x1	22x1
8x0.8	22x1,5
8x1	28x1
10x0,8	28x1,5
10x1	35x1,2
12x0,8	35x1.5
12x1	42x1,2
15x0,8	42x1,5
15x1	54x1,2
16x0,8	54x1,5

32.8. TUBI DI MATERIE PLASTICHE

I tubi di materie plastiche (5) hanno avuto una notevole diffusione in campo industriale (per il convogliamento di fluidi liquidi e gassosi) per i seguenti motivi:
- possiedono una buona resistenza alla corrosione da parte degli agenti chimici;
- sono leggeri (con conseguenti risparmi nella posa in opera e nelle strutture di sostegno) e flessibili (dunque in grado di sopportare sollecitazioni trasversali, vibrazioni ed assestamenti);
- hanno ottime proprietà dielettriche.

Grazie a tali caratteristiche, i tubi di plastica hanno trovato applicazione anche per il convogliamento (in pressione e per gravità) delle acque reflue inquinate.

Per contro, i tipi normali (PVC) non sono adatti per pressioni di esercizio superiori a 16 bar e per temperature > 60°C o per frequenti variazioni di temperatura. Infine, subiscono un sensibile invecchiamento (che li rende fragili) se sono sottoposti all'esposizione prolungata della luce solare ed a frequenti sbalzi termici.

Oltre al policloruro di vinile (PVC), altre materie plastiche sono impiegate per la produzione di tubi; in particolare, le seguenti:
- polipropilene (PP);
- polietilene (PE).

Nella tab. 32.X sono riportate le caratteristiche più salienti dei materiali usati per la produzione dei tubi sopra considerati.

Citiamo infine i tubi realizzati con resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV).

a) Tubi in policloruro di vinile (PVC)

I tubi, ed i relativi raccordi, in PVC sono ottenuti con mescolanze di policloruro di vinile non plastificato, cui si aggiungono additivi atti a facilitarne la fabbricazione.

Tali tubi – impiegabili per condotte di fluidi in pressione – sono idonei a sopportare in esercizio un carico unitario di sicurezza σ = 10MPa a 20°C. I campi di impiego sono tre, individuati in base ai fluidi da convogliare:
* tipo 1: fluidi non alimentari;
* tipo 2: liquidi alimentari;
* tipo 3: acqua potabile.

I tipi 2 e 3 devono corrispondere alle prescrizioni igienico-sanitarie del ministero della sanità.

La tab. 32.XI fornisce i diametri, gli spessori e le pressioni di esercizio di tubi lisci in PVC rigido per condotte in pressione.

b) Tubi di polipropilene (PP)

I tubi di polipropilene sono costituiti da materiali termoplastici a base di omopolimeri e/o copolimeri del propilene e sono utilizzati per il convogliamento di fluidi in pressio-

(5) Tra le varie applicazioni dei materiali in plastica meritano un cenno le impermeabilizzazioni anticorrosive di vasche, bacini di contenimento, serbatoi ed altre superfici che necessitino di un trattamento protettivo, siano esse di cemento o di acciaio. I materiali più adottati a tali fini sono il polipropilene ed il polietilene (da scegliere in base alle temperature di esercizio); in alternativa, si ricorre a trattamenti superficiali con resina poliestere od epossidica.

Tabella 32.X – Proprietà delle principali materie plastiche impiegate per la produzione di tubi destinati al trasporto di liquidi (in particolare acqua) alla temperatura di 20°C.

Proprietà	Unità	PVC rigido	Polipropilene	Polietilene bassa/alta densità
Massa volumica	g/cm³	1,4	0,93	0,93/0,96
Carico unitario a snervamento	MPa	48	28÷35	10/24
Modulo di elasticità	GPa	0,3	1÷1,3	0,2/0,9
Conduttività termica	W/m·K	0,15	0,26	0,35/0,55
Coefficiente di dilatazione termica lineare	M/K	60÷80	100÷150	200
Temperatura max di esercizio	°C	60	80*	60

* 100°C per i tubi convoglianti liquidi in pressione

Tabella 32.XI – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in PVC rigido (non plastificato) per condotte di fluidi in pressione.

Ø esterno (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
32	–	1,8	2,4
40	–	1,9	3,0
50	–	2,4	3,7
63	2,0	3,0	4,7
75	2,3	3,6	5,5
90	2,8	4,3	6,6
110	3,4	5,3	8,1
125	3,9	6,0	9,2
140	4,3	6,7	10,3
160	4,9	7,7	11,8
200	6,2	9,6	14,7
250	7,7	11,9	–
315	9,7	15,0	–
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura			
20°C	6,0	10,0	16,0
40°C	4,0	6,0	10,0
60°C	–	1,0	2,5

ne (liquidi, gas, vapori), alimentari (6) o meno, e di acque di scarico civili ed industriali.

Le norme UNI 8318-81 e 8536-83 indicano tipi, dimensioni e requisiti rispettivamente dei tubi per condotte di fluidi in pressione e di scarico interrate.

I tubi di polipropilene vengono individuati in base al diametro esterno, allo spessore e – per i tubi in pressione – alla pressione nominale, i cui valori standard (alla temperatura di 20°C) sono: 2,5-4-6-10-16 bar.

La tab. 32.XII riporta le dimensioni di alcuni tubi di polipropilene per condotte di fluidi in pressione (limitatamente ai valori di PN 6-10-16). Evidenzia, inoltre, che le temperature dei fluidi convogliati nelle tubazioni influenzano sensibilmente le pressioni di esercizio: in ogni caso, la temperatura massima a cui possono essere impiegati i tubi di polipropilene per condotte in pressione è pari a 100°C.

Tabella 32.XII – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in polipropilene per condotte in pressione.

Ø esterno (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
16	–	2,0	2,3
25	2,0	2,3	3,5
40	2,3	3,7	5,6
50	2,9	4,6	6,9
75	4,3	6,9	10,4
110	6,3	10,0	15,2
125	7,1	11,4	17,3
160	9,1	14,6	22,1
200	11,4	18,2	27,6
250	14,2	22,8	34,5
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura			
20°C	6,0	10,0	16,0
40°C	3,6	6,0	9,6
60°C	1,8	3,0	4,8
100°C	0,6	1,0	1,6

c) Tubi di polietilene (PE)

Anche i tubi prodotti con polimeri dell'etilene sono suddivisi in due tipi: il primo riguarda i tubi per condotte di fluidi in pressione costruiti in polietilene ad alta e bassa densità (UNI 7611-76 e 7990-79); il secondo tipo comprende tubi in polietilene ad alta densità per condotte di scarico interrate, destinate al convogliamento di acque civili ed industriali (UNI 7613-76). I tubi suddetti sono individuabili tramite il diametro esterno e lo spessore, nonché – nel caso dei tubi in pressione – la pressione nominale: i valori standard di tale PN (riferiti alla temperatura di 20°C) sono: 2,5-4-6-10-16 bar per i tubi in polietilene ad alta densità; 4-6-10 bar per quelli a bassa densità. La pressione di esercizio si riduce, rispetto alla PN, all'aumentare della temperatura del fluido convogliato, come indicato nella tab. 32.XIII, la quale riporta, in particolare, le

(6) I tubi per il convogliamento di liquidi alimentari e di acqua potabile devono rispondere alle prescrizioni igienico-sanitarie del ministero della sanità.

Tabella 32.XIII – Diametri esterni, spessori (in funzione della pressione nominale) e pressioni di esercizio di tubi in polietilene a bassa ed alta densità per condotte in pressione.

ø esterno (mm)	a bassa densità (1)			ad alta densità (2)		
	PN4 s (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN6 s (mm)	PN10 s (mm)	PN16 s (mm)
16	1,6	1,8	2,7	–	2,0	2,3
25	1,9	2,7	4,2	2,0	2,3	3,5
50	3,7	5,4	8,4	2,9	4,6	6,9
75	5,6	8,7	12,5	4,3	6,9	10,4
110	8,2	11,8	18,4	6,3	10,0	15,2
125	9,3	13,4	20,9	7,1	11,4	17,3
160	11,9	17,2	–	9,1	14,6	22,1
200	14,9	–	–	11,4	18,2	27,6
250	–	–	–	14,2	22,8	34,5
315	–	–	–	17,9	28,7	–
400	–	–	–	22,7	36,4	–
500	–	–	–	28,3	–	–
Pressioni di esercizio (bar) in funzione della temperatura						
20°C	4,0	6,0	10,0	6,0	10,0	16,0
40°C	1,6	2,5	4,0	2,5	4,0	6,0
60°C	0,6	1,0	1,6	1,0	1,6	2,5

(1) UNI 7990: tubi serie PE 25 idonei a sopportare in esercizio un carico unitario di sicurezza σ =25 bar. La stessa tabella riporta anche le dimensioni dei tubi PE 32 il cui σ =32 bar.

(2) UNI 7611: tubi idonei a sopportare in esercizio un carico di sicurezza σ =50 bar.

dimensioni di tubi in polietilene a bassa ed alta densità per condotte in pressione.

Con particolare riferimento ai tubi di polietilene a bassa densità, rileviamo che – per diametri fino a 90 mm – possono essere forniti in rotoli, lunghi alcune decine di metri, con evidenti vantaggi nella movimentazione.

Per convogliare fluidi in pressione caldi si può ricorrere a tubi in polietilene reticolato, in grado di sopportare, in esercizio continuo, temperature fino a 80°C e pressioni di esercizio di 6 o 10 bar (a seconda dello spessore dei tubi): le caratteristiche dei tubi di polietilene reticolato sono esplicitate nella norma UNI 9338-88.

d) Tubi di resine termoindurenti rinforzate con fibre di vetro (PRFV)

I tubi PRFV (Plastici Rinforzati con Fibre di Vetro), denominati anche vetroresina, sono prodotti con diverse tecnologie, a fronte delle quali si ottengono sei classi di tubi (A-B-C-D-E-F). I tubi sono inoltre classificati per tipologie di impiego, quali: convogliamento di liquidi in pressione, liquami e scarichi civili, prodotti chimici. Possono essere installati sopra e sotto terra ed anche sott'acqua.

Le suddette classi si diversificano in base a tipologia, quantità e disposizione delle fibre di vetro, nonché al tipo di resina impiegato: presentano pertanto caratteristiche meccaniche specifiche, da confrontare con le differenti esigenze di impiego.

La tabella UNI 9032-88 precisa i principali requisiti dimensionali e le caratteristiche fisico-meccaniche dei tubi in esame: i diametri arrivano fino a valori di 4000 mm per tutte le classi, mentre la resistenza alla pressione interna (PN) può raggiungere i 40 bar. Con liquidi convogliati a temperature comprese tra 0°C e 40°C, la pressione di esercizio si può assumere pari alla pressione nominale; per temperature non comprese in tale intervallo, la pressione di esercizio ammissibile è precisata dal produttore dei tubi: in ogni caso, la temperatura massima dei liquidi convogliati non dovrebbe superare, a seconda dei tipi, i 60° o gli 80°C.

La tab. 32.XIV riporta alcune caratteristiche di tubi in vetroresina monoparete rinforzati con fibre di vetro, prodotti per avvolgimento su mandrino rotante di fili impregnati di resina (definiti di classe A dalla citata norma UNI).

Tabella 32.XIV – Tubi di PRFV per condotte di fluidi in pressione (classe A).

ø interno (mm)	PN10		PN16		PN20		PN25	
	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)	Spessore (mm)	Massa lineica (kg/m)
100	3,2	1,9	3,6	2,3	4,5	2,8	4,5	2,8
125	3,2	2,5	3,6	2,8	4,5	3,4	4,7	3,6
150	3,6	2,9	3,9	3,8	4,5	4,2	5,2	4,9
200	3,6	4,5	4,6	5,8	5,3	6,2	6,5	7,7
250	3,9	6,2	5,5	8,7	6,4	9,5	7,7	11,4
300	4,5	8,3	6,1	11,6	7,5	13,3	9,0	16,1
400	5,3	13,1	7,7	19,5	9,5	22,4	11,4	27,2
500	6,5	19,6	9,3	29,5	11,5	33,5	14,0	41,3
600	7,2	26,3	10,9	41,4	13,2	47,2	16,6	58,7
800	9,2	44,5	13,9	70,7	17,0	81,6	21,7	101,7
1000	11,3	68,4	16,3	102,5	20,8	124,8	26,8	159,0

32.9. GIUNTI

Il collegamento testa a testa fra i vari tronchi di tubo può essere fatto in vari modi. Ricordiamo i tipi di giunzioni più frequentemente adottati in pratica.

Giunti per saldatura (fig. 32.3)

È il sistema di giunzione più usato per i tubi in acciaio di diametro medio e grande, e fra i più usati per i tubi di piccolo diametro (<DN50). Normalmente la saldatura (ossiacetilenica od elettrica, con materiale di apporto) viene fatta di testa, previa smussatura a V delle estremità dei tubi, in modo da consentire la penetrazione del cordone di saldatura: a titolo di esempio, si citano le condotte per metano.

Fig. 32.3 – Giunzione mediante saldatura (giunto saldato).

Giunti a bicchiere saldati

I giunti a bicchiere prendono il nome dalla forma di una delle due estremità dei

tubi, ottenuta con una deformazione a freddo e atta ad accogliere l'estremità di un altro tubo. Essi consentono di fare a meno della smussatura sulle estremità dei tubi.

I giunti a bicchiere sono sovente adottati per i tubi di acciaio, saldati e senza saldatura, destinati ad essere interrati (è il caso delle condotte per acqua). I tipi più noti sono a *bicchiere cilindrico* (fig. 32.4), adatti per tubi da DN 50 a DN 125, ed a *bicchiere sferico* (fig. 32.5) per tubi di DN 150÷600.

I primi richiedono un allineamento dei tubi abbastanza preciso; i secondi consentono leggere deviazioni dei tubi stessi.

I vari elementi di tubo vengono saldati facendoli ruotare attorno al loro asse oppure mantenendoli fissi. Nel primo caso, i singoli elementi da accoppiare devono essere allineati e sopportati a mezzo di idonei sostegni, in modo che, eseguita la "puntatura", possa essere impresso al tubo un movimento di rotazione, mantenendo l'allineamento primitivo. Nel secondo caso, la saldatura dei giunti d'unione viene eseguita mantenendo fissi i tubi.

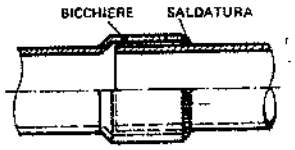


Fig. 32.4 – Giunto a bicchiere cilindrico saldato.

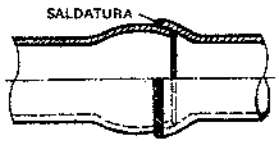


Fig. 32.5 – Giunto a bicchiere sferico saldato.

Giunti a bicchiere non saldati (fig. 32.6)

Si tratta di giunzioni, usate soprattutto per tubi di ghisa e di plastica, che consentono leggeri disassamenti fra i tubi stessi. Nei tubi di ghisa, la tenuta è assicurata da piombo fuso, sovrapposto a corda catramata che impedisce l'ingresso dello stesso dentro la tubazione. Nel caso delle giunzioni fra tubi in PVC si impiegano collanti oppure anelli di gomma.

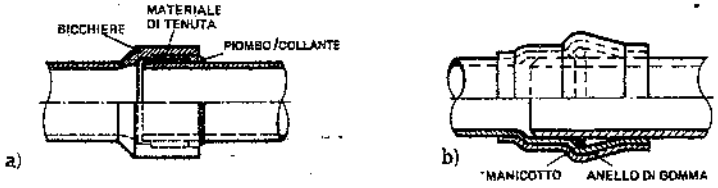


Fig. 32.6 – Giunto a bicchiere non saldato per tubi di ghisa e di plastica.

Giunti a flange (fig. 32.7)

I giunti a flange sono di regola usati:
- per le giunzioni di tubi in acciaio, plastica e ghisa;
- in corrispondenza degli attacchi dei tubi a impianti, macchinari o pompe;
- per il montaggio di saracinesche e valvole su tubi di qualsiasi diametro;
- nei casi in cui si prevede di dovere smontare, in futuro, le tubazioni.

Si hanno flange:
1) *piane* (fig. 32.8), quando i fluidi trasportati hanno basse o medie pressioni;
2) *scorrevoli* (fig. 32.9), per le reti di distribuzione di fluidi caldi a bassa pressione;
3) *cieche* (fig. 32.10), per la chiusura della estremità di una tubazione o dell'imbocco di una valvola ed in tutti i casi in cui si preveda, in futuro, un'estensione della rete ovvero l'alimentazione di nuove utenze;

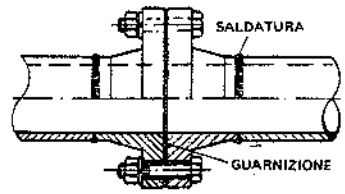


Fig. 32.7 – Giunto a flange.

4) *a collare* (fig. 32.11), per reti convoglianti fluidi a media ed alta pressione. Le flange a collare possono essere di diversi tipi. In particolare, ricordiamo i seguenti:
   - *ad incastro* (fig. 32.12), impiegate per alte pressioni;
   - *a tasca* (fig. 32.13), adatte per medie ed alte pressioni;
   - *ad anello* (fig. 32.14), impiegate per alte pressioni ed alte temperature (impianti petrolchimici e idroelettrici); sono caratterizzate da notevoli spessori e da una scanalatura ricavata sulla faccia di contatto: in tale scanalatura viene allogata una guarnizione costituita da un anello di acciaio dolce (fig. 32.44).

Di solito, le giunzioni flangiate si realizzano:
- nel caso delle flange piane, mediante saldatura fra l'estremità del tubo e la superficie interna della flangia e fra l'esterno del tubo ed il fianco della flangia (fig. 32.15);
- nel caso delle flange a collare, mediante saldatura fra l'estremità del tubo e l'orlo del collare (fig. 32.16) oppure, nel caso delle flange a tasca, infilando il tubo nella flangia fin contro la battuta e saldando lungo il fianco del collare (fig. 32.13);

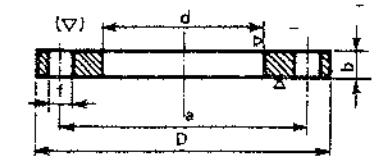


Fig. 32.8 – Flangia metallica circolare piana.

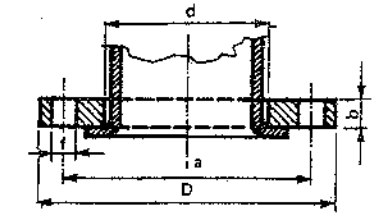


Fig. 32.9 – Flangia scorrevole metallica circolare per tubi con bordo di appoggio.

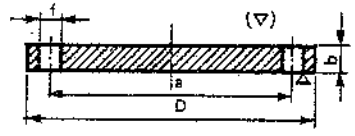


Fig. 32.10 – Flangia metallica circolare cieca.

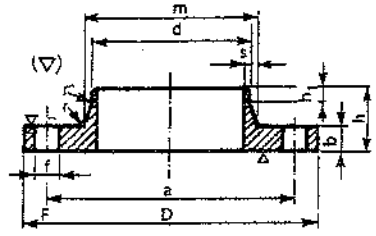


Fig. 32.11 – Flangia a collare per tubazioni da saldare di testa.

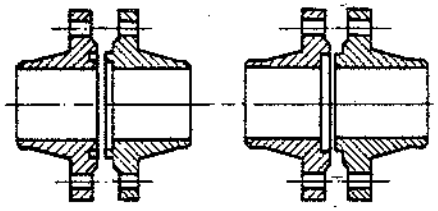


Fig. 32.12 – Flange con incastro.

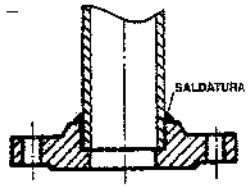


Fig. 32.13 – Flangia a tasca e relativa modalità di giunzione con il tubo.

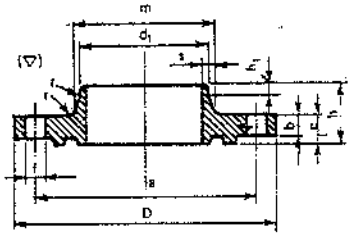


Fig. 32.14 – Flangia metallica ad anello, cioè con scanalatura per guarnizione tipo *ring-joint* (v. fig. 32.44i).

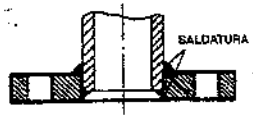


Fig. 32.15 – Modalità di giunzione mediante saldatura fra tubo e flangia piana.

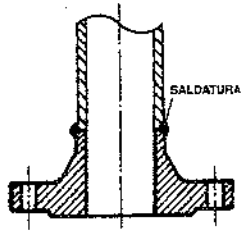


Fig. 32.16 – Modalità di giunzione mediante saldatura fra tubo e flangia a collare.

– se i tubi sono filettati ed hanno diametro inferiore a DN50, la giunzione delle flange piane e a collare si può realizzare avvitando l'estremità del tubo filettata maschio nel foro della flangia filettata femmina (figg. 32.17 e 32.18).

Tutti i tipi di flange vengono poi collegati fra di loro mediante bulloni inseriti dentro fori ricavati su una circonferenza prossima al bordo esterno: il numero dei fori varia di quattro in quattro, a seconda del diametro e della pressione nominali (tab. 32.XV). Al diametro ed alla pressione nominali sono del resto legate le dimensioni delle flange unificate (fig. 32.19).

Fig. 32.17 – Attacco fra tubo e flangia piana filettati.

Fig. 32.18 – Attacco fra tubo e flangia a collare filettati.

La tenuta fra le giunzioni flangiate delle tubazioni è ottenuta mediante guarnizioni (v. § 32.13) costituite da materiale flessibile e impermeabile: tali guarnizioni vengono sistemate fra le superfici piane contrapposte delle due flange oppure in apposite sedi.

Le facce di contatto delle flange piane presentano sovente alcuni risalti concentrici (creste), ottenuti per tornitura, che favoriscono il contatto con la guarnizione e quindi migliorano la tenuta.

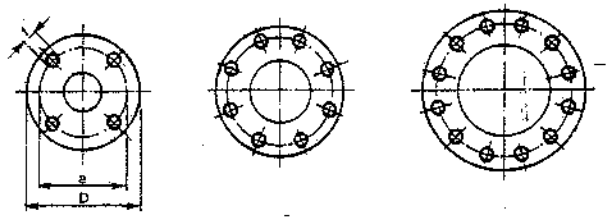


Fig. 32.19 – Esempi di foratura di flange: le tabelle UNI indicano il diametro, il numero dei fori e le altre quote riportate sul disegno in funzione del DN e della PN.

Giunti speciali

Particolari tipi di giunzioni senza saldatura sono i giunti *Gibault* (fig. 32.20), *Express* (fig. 32.21), *Victaulic* (fig. 32.22), *adattabili* (fig. 32.23): tali giunti, tutti smontabili, sono in grado di assorbire leggeri disassamenti fra i tronchi di tubo. In particolare, il giunto adattabile consente di collegare tubi di materiali diversi ed aventi diametri che si differenziano, da un tubo all'altro, fino a 24 mm.

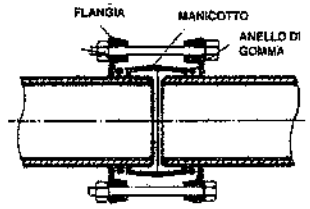


Fig. 32.20 – Giunto Gibault o meccanico con tronco di raccordo.

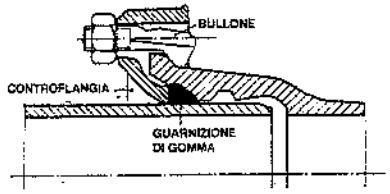


Fig. 32.21 – Giunto Express: la guarnizione è compressa tra i due bicchieri.

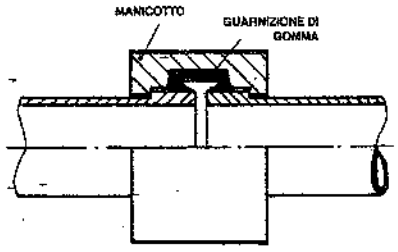


Fig. 32.22 – Giunto Victaulic o meccanico con gusci.

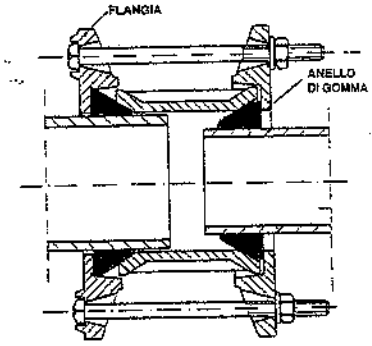


Fig. 32.23 – Giunto adattabile.

Tabella 32.XV – Flange metalliche circolari per tubazioni (UNI 2223-67).

DN	10–15–20–25–32–40–50–65–80–100–125–150–175–200–250–300–350–400–450–500–600–700–800–900–1000–1200–1400–1600–1800–2000										
N. fori	PN 2.5	PN 6	PN 10	PN 16	PN 25	PN 40	PN 64	PN 100	PN 160	PN 250
4	DN ⩽ 100 (1)	DN ⩽ 100 (1)	DN ⩽ 80	DN ⩽ 65	DN ⩽ 50	DN ⩽ 50	DN ⩽ 50	DN ⩽ 50	DN ⩽ 50	DN ⩽ 40
8	DN 125÷200	DN 125÷200	DN 100 ÷200	DN 80÷175	DN 65÷150	DN 65÷150	DN 65÷150	DN 65÷125	DN 65÷125	DN 50÷100
12	DN 250÷350	DN 250÷350	DN 250÷300	DN 200÷300	DN 175÷250	DN 175÷250	DN 175÷250	DN 150÷250	DN 150÷250	DN 125÷200
16	DN 400÷450	DN 400÷450	DN 350÷400	DN 350÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300÷400	DN 300	DN 250÷300
20	DN 500÷600	DN 500÷600	DN 450÷600	DN 450÷600	DN 450÷600	DN 500÷600	DN 500÷600	DN 500÷600	–	–
24	DN 700÷900	DN 700÷900	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700÷800	DN 700	–	–
28	DN 1000	DN 1000	DN 900÷1000	DN 900 ÷1000	DN 900 ÷1000	DN 900÷1000	DN 900÷1000	–	–	–
32	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	DN 1200	–	–	–
36	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	DN 1400	–	–	–	–
40	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	DN 1600	–	–	–	–
44	DN 1800	DN 1800	DN 1800	DN 1800	DN 1800	–	–	–	–	–
48	DN 2000	DN 2000	DN 2000	DN 2000	DN 2000	–	–	–	–	–

(1) Le flange DN 100, PN 2,5 e PN 6 per tubazioni convoglianti olio, devono avere 8 fori.

La scelta del tipo di giunzione dipende dal materiale costituente le tubazioni, come risulta dalla tab. 32.XVI, la quale prende in considerazione tutti i tipi di giunzione citati in questo paragrafo.

Tabella 32.XVI – Giunti più adatti per i vari tipi di tubo.

Tipo di giunzione	Materiale costituente il tubo			
	Acciaio	Acciaio inox	Ghisa	Plastica
Saldatura di testa	*	*		
Giunto a bicchiere cilindrico saldato	*			* (1)
Giunto a bicchiere sferico saldato	*			
Giunto a manicotto a tasca saldato	*	*		* (1)
Giunto a flange	*	*	*	*
Giunto a bocchettone filettato	*	*		* (2)
Giunto a manicotto filettato	*	*		*
Giunto a bicchiere non saldato			*	
Giunto Gibault	*		*	
Giunto Express			*	
Giunto Victaulic	*			
Giunto adattabile	*		*	*

(1) Saldatura effettuata mediante collante con interposizione di anello di gomma.
(2) Per diametri fino a 60 mm si impiegano anche bocchettoni con anello di serraggio.

Giunti a manicotto (figg. 32.24 e 32.25)

Sono usati per tubi di acciaio e di plastica di piccolo diametro. Il manicotto (di solito con risalto di riscontro o "tasca") è filettato internamente oppure è liscio: nel primo caso, i tubi devono avere le estremità filettate; nel secondo, il manicotto viene fissato ai tubi mediante saldatura. La filettatura è di solito femmina, salvo per i tipi utilizzati anche come riduzioni che hanno imbocchi filettati maschio-femmina. I giunti a manicotto per tubi di plastica sono lisci e vengono incollati lungo le superfici di contatto.

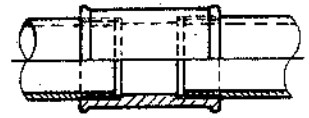


Fig. 32.24 – Giunto a manicotto filettato.

Giunti a bocchettone –

Giunzioni tipiche per tubi di acciaio e di plastica fino a 100 mm di diametro, i giunti a bocchettone sono costituiti da tre pezzi filettati, due dei quali avvitati alle estremità dei tubi, mentre il terzo tiene uniti i primi. Le filettature dei due pezzi che si avvitano sugli imbocchi dei tubi,

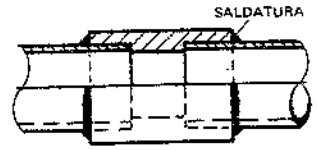


Fig. 32.25 – Giunto a tasca da saldare.

sono di solito femmina, ma possono anche essere maschio-femmina. Per favorire la tenuta, si adottano generalmente filettature femmina cilindrica e maschio conica.

Per le tubazioni di acciaio, i bocchettoni sono generalmente di ghisa malleabile, nelle due versioni: *a sede conica* (fig. 32.26), con tenuta assicurata dal contatto fra una superficie sferica e una superficie conica (quindi tra metallo e metallo), ed *a sede piana* (fig. 32.27), con interposizione di anello di guarnizione. Nel caso dei tubi di acciaio inossidabile, i bocchettoni sono del medesimo materiale costituente il tubo.

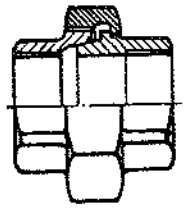


Fig. 32.26 – Giunto a bocchettone con sede conica.

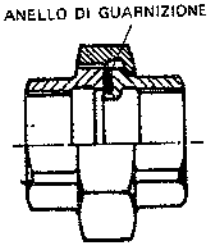


Fig. 32.27 – Giunto a bocchettone con sede piana e guarnizione.

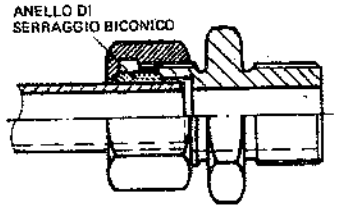


Fig. 32.28 – Giunto a bocchettone con anello di serraggio.

Per le tubazioni di diametro non superiore a 15 mm, aventi estremità lisce, viene sovente impiegato un tipo di bocchettone con *anello di serraggio* (fig. 32.28), la cui tenuta è appunto affidata ad un anello, generalmente biconico: tale bocchettone è particolarmente adatto per tubi di ottone e di rame, impiegati, ad esempio, per montare sulle condotte, apparecchi di misura e di controllo.

Per le tubazioni di plastica sono impiegati bocchettoni *a sede piana*, di materiale plastico oppure con *anello di serraggio* di ottone per tubazioni di diametro fino a 100 mm.

Nelle connessioni di tubi filettati costituenti reti di distribuzione dell'acqua, allo scopo di realizzare buoni collegamenti e tenute, le superfici filettate in presa vengono spalmate con una miscela costituita da una parte di minio di piombo e da due parti di olio di lino cotto.

Nei casi in cui il solo impiego della miscela di minio e olio di lino non è sufficiente a garantire la perfetta tenuta dell'unione filettata, si impiega treccia di canapa, imbevuta nella miscela suddetta ed accuratamente avvolta lungo tutta la superficie filettata che entrerà in presa con la parte corrispondente.

Altra miscela di frequente impiego è quella formata con manganesite ed olio di lino cotto, all'incirca nelle stesse proporzioni della miscela minio–olio di lino cotto.

Molto pratico è, infine, l'impiego di nastri di teflon (7) avvolti sopra le parti filettate.

Per tubazioni destinate a mantenere per lunghi periodi di tempo dei vuoti spinti, è consigliato l'impiego di una miscela costituita da cera di api e trementina.

(7) Il teflon è una resina al polifluoroetilene che ha particolari proprietà di resistenza al calore, alla corrosione ed alle alte pressioni.

Nel caso particolare di tubazioni filettate e destinate a trasportare solventi o carburanti e di tubazioni filettate sottoposte ad elevate temperature, si adotta una miscela metallizzante a base colloidale, formata da due parti circa di litargirio e una di glicerina, in modo da ottenere una consistenza di olio denso; l'eventuale impiego di treccia di canapa è ammesso, come già detto, nei soli casi in cui il semplice impiego della miscela sia insufficiente a garantire la tenuta.

Per tubazioni filettate destinate a trasportare ossigeno, non si devono impiegare oli combustibili, prodotti organici o sostanze grasse. In pratica, la miscela di tenuta è costituita da un lubrificante neutro oppure da teflon o ancora – per pressioni fino a 30 bar – da un composto di acqua e grafite.

Giunti rapidi (fig. 32.29)

Questi giunti sono formati da due semianelli in ghisa sferoidale, con sede per una guarnizione in gomma, tenuti insieme da due bulloni zincati; ovviamente, i tubi devono essere dotati, alle estremità, di scanalatura o di anello di tenuta.

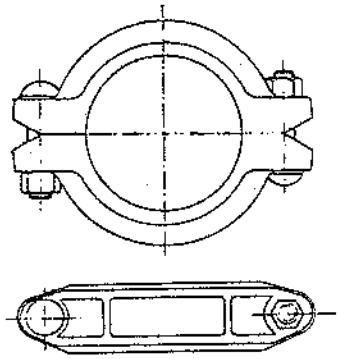


Fig. 32.29 – Giunto rapido.

32.10. RACCORDI

Si elencano di seguito i più noti tipi di raccordi unificati:

- *gomiti*, a 90° (fig. 32.30.a) e a 45°: possono essere con entrambi gli imbocchi lisci oppure filettati maschio oppure femmina o ancora uno maschio e uno femmina;
- *curve*, a 90° (fig. 32.30.b) e a 45°: possono essere con gli imbocchi smussati (a saldare di testa) oppure con entrambi gli imbocchi filettati maschio oppure femmina o ancora uno maschio e uno femmina (8);
- *curve doppie* (a 180°) con imbocchi smussati o con filettatura femmina (8);
- *gomiti e curve con bocchettone*: sono disponibili gomiti e curve che terminano ad una estremità con un bocchettone (fig. 32.31): filettature maschio o femmina;
- *ti* (fig. 32.32), con derivazione dello stesso diametro o di diametro diverso: gli imbocchi possono essere smussati oppure filettati indifferentemente maschio o femmina; si usano ancora per diametri inferiori a 100 mm; per diametri superiori si ricorre alla saldatura diretta dei tubi;
- *ti curvi*, a una (fig. 32.33) o a due curve: gli imbocchi sono di solito filettati femmina; sono sempre meno disponibili sul mercato;
- *croci* (fig. 32.34), con due imbocchi eventualmente di diametro ridotto; la filettatura è sempre femmina; sono ormai poco usati;
- *riduzioni e nippli* (figg. 32.35 e 32.36): si tratta di raccordi che servono per unire due tubi di diametro diverso o aventi diversa filettatura (9);

(8) Le curve si distinguono per l'angolo che formano, il materiale che le costituisce, il diametro, lo spessore ed il raggio di curvatura. Si hanno curve a raggio stretto (1 volta il diametro), a raggio medio (1,5 volte il diametro) ed a raggio lungo (2,5 volte il diametro).

(9) I parametri caratteristici delle riduzioni sono il materiale costituente, il diametro, lo spessore e il tipo di estremità (filettate o smussate). I metodi di fabbricazione sono la trafilatura, la forgiatura o la fusione.

- *calotte e tappi* (figg. 32.37 e 32.38): servono per chiudere l'estremità filettata di un tubo (calotta con filettatura femmina) o di un raccordo (tappo con filettatura maschio);
- *distribuzioni* (figg. 32.39 e 32.40): sono raccordi che servono per unire tre, quattro o cinque tubi convergenti; la filettatura è sempre femmina.

La raccorderia con imbocchi lisci è di solito in acciaio trafilato a caldo oppure è ottenuta saldando elementi stampati. Quella con imbocchi filettati è in ghisa malleabile, in materie plastiche o in ottone, salvo per i manicotti che possono anche essere di acciaio. Per particolari applicazioni si ricorre a raccorderia in acciaio inossidabile.

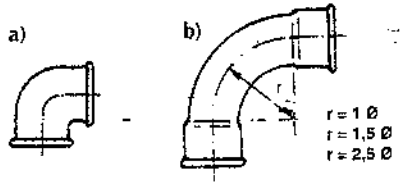


Fig. 32.30 – a) gomito a 90°; b) curva a 90°.

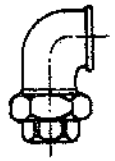


Fig. 32.31 – Gomito con bocchettone.

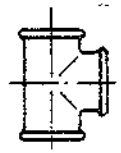


Fig. 32.32 – Tì a 90°.

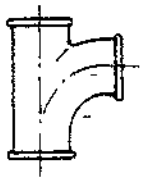


Fig. 32.33 – Tì a una curva.

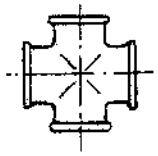


Fig. 32.34 – Croce.

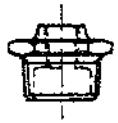


Fig. 32.35 – Riduzione.

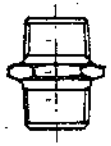


Fig. 32.36 – Nipplo.

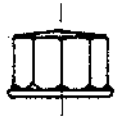


Fig. 32.37 – Calotta.

Fig. 32.38 – Tappo.

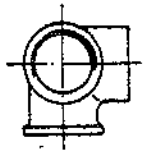


Fig. 32.39 – Distribuzione a gomito (3 tubi convergenti).

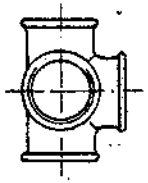


Fig. 32.40 – Distribuzione a croce (5 tubi convergenti).

32.11. GUARNIZIONI

Come già accennato, per assicurare la tenuta fra due flange, si impiegano *guarnizioni*, costituite da materiali scelti in base alle caratteristiche del fluido che percorre le tubazioni, nonché alla temperatura ed alla pressione dello stesso fluido.

Le guarnizioni più usate sono le seguenti:

a) *Piane non metalliche* (di solito sono a base di fibre aramidiche o ceramiche e gomma sintetica oppure grafite), adatte per temperature non elevate, medie pressioni e fluidi quali acqua, aria, gas, vapore (fig. 32.41). In pratica, si impiega tale tipo di guarnizione se

$$p \cdot t < 5000$$

dove:
p = pressione del fluido (bar);
t = temperatura del fluido (°C).

Se il prodotto $p \cdot t > 5000$, si ricorre alle guarnizioni metalliche

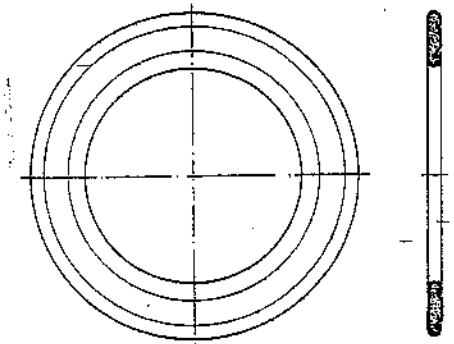


Fig. 32.41 – Guarnizione piana.

b) *Piane metalliche* (ferro dolce, rame, piombo, alluminio), adatte per fluidi corrosivi (acidi, ammoniaca, basi), medie temperature e pressioni.

c) *Ondulate, metalliche o metalloplastiche* (fig. 32.42): costituite da un lamierino ondulato, eventualmente rivestito di un composto autoadesivo a base di fibre aramidiche e gomme o di grafite lamellare, sono adatte per basse pressioni. Per medie ed alte pressioni sono utilizzate guarnizioni spirometalliche (fig. 32.42.c) costituite da lamierini metallici sagomati a "V" fra i quali è interposto uno strato di materiale plastico (generalmente grafite).

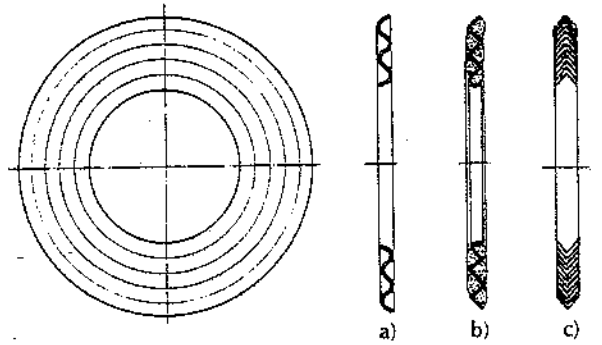


Fig. 32.42 – Guarnizione ondulata: a) metallica; b) metalloplastica; c) spirometallica.

d) *Metalloplastiche incamiciate o a busta* (fig. 32.43), consistenti in una lamina (liscia od ondulata) racchiudente, in tutto o in parte, un'anima in fibre o grafite. Sono adatte per applicazioni in cui la temperatura sia inferiore a quella ammissibile per l'anima in fibre o grafite (400°÷600°C).

e) *Ad anello* (fig. 32.44), a sezione ovale od ottagonale, costituite da ferro dolce od acciaio (anche inossidabile), scelto in modo che la durezza sia minore di quella delle flange (al fine di non alterare la scanalatura di queste ultime). Sono adatte per alte temperature e pressioni.

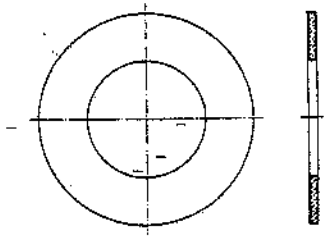


Fig. 32.43 – Guarnizione metalloplastica incamiciata o a busta.

La tenuta di una guarnizione dipende anche dal profilo delle facce contrapposte delle flange: profilo, spaziatura delle creste e profondità dei solchi hanno un'influenza importante sull'area di contatto e sulla tenuta, quindi sulla pressione di serraggio.

Al momento dell'installazione della guarnizione, le facce delle flange, piane o no, devono essere parallele e ben pulite. Dopo un primo serraggio manuale dei bulloni, si completa il serraggio con chiave dinamometrica, agendo in sequenza sui bulloni opposti (cioè disposti a 180°).

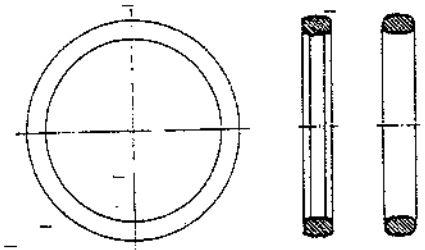


Fig. 32.44 – Guarnizione ad anello *ring-joint* impiegata per le giunzioni flangiate del tipo di fig. 32.14.

32.12. ORGANI DI INTERCETTAZIONE E DI REGOLAZIONE

Per consentire la regolazione o l'interruzione del flusso dei fluidi nelle tubazioni, si installano, in posizione opportuna, appositi organi di manovra, genericamente denominati *valvole*. Tali organi sono realizzati in forme le più svariate, ogni costruttore adottando modelli propri. Il principio di funzionamento è però molto simile per i vari modelli di una stessa famiglia di valvole.

In generale, un organo di intercettazione è costituito dalle seguenti parti (figg. 32.45 e 32.46):

- un corpo o carcassa;
- un coperchio o cappello (per le saracinesche) oppure un cavalletto (per le valvole);
- una sede di tenuta costituita da anelli intercambiabili;
- un otturatore con relativi albero e guarnizione (baderna);
- un dispositivo di manovra (volantino).

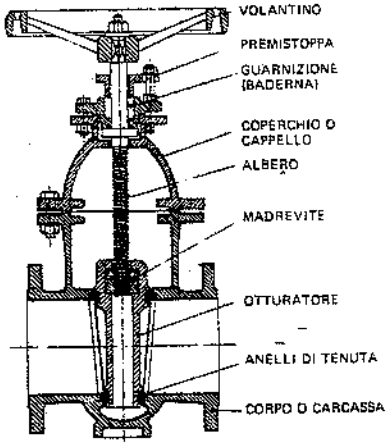


Fig. 32.45 – Saracinesca.

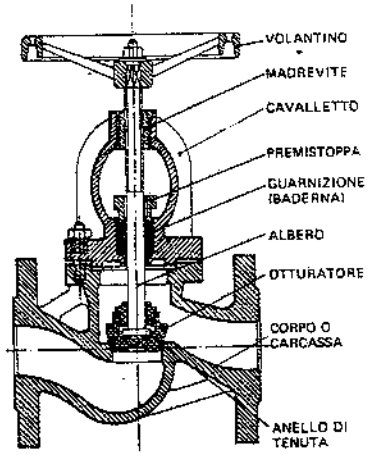


Fig. 32.46 – Valvola (a flusso avviato).

Il *corpo*, diverso per ogni tipo di valvola, è soprattutto caratterizzato dal materiale di cui è costituito. Si costruiscono corpi in bronzo e ottone, ghisa, acciaio, materie plastiche.

Bronzo e ottone sono adatti per valvole di piccole dimensioni (diametri fino a 100 mm come massimo) destinate a regolare il flusso di fluidi aventi temperature e pressioni relativamente basse (inferiori a 200°C ed a 25 bar rispettivamente).

Per diametri superiori a 100 mm e per fluidi quali acqua, oli e gas a temperature inferiori a 200°C e per pressioni inferiori a 16 bar, si ricorre sovente a valvole con corpo in ghisa. Queste, però, sono sconsigliabili allorquando devono essere installate all'aperto, in climi freddi (cioè con temperature inferiori a 0°C) e dove siano soggette a urti, colpi d'ariete o vibrazioni.

Quando le valvole in ghisa sono sconsigliabili, si ricorre a corpi in acciaio (al carbonio, legato o inossidabile), fuso e successivamente sottoposto a trattamento termico e sabbiatura con graniglia metallica.

Anche il *coperchio* ed il *cavalletto*, destinati a sopportare le parti mobili dell'organo di intercettazione, possono assumere le forme più svariate. Si hanno coperchi o cavalletti:

- filettati (allorquando il diametro non supera i 100 mm e per basse pressioni e temperature);
- elettrosaldati (per flussi tossici o corrosivi);
- flangiati (per alte pressioni e alte temperature).

Nel caso di coperchi flangiati, la tenuta fra corpo e coperchio (o cavalletto) è assicurata da una *guarnizione*, in fibra o in teflon.

L'*otturatore* viene scelto in base alle caratteristiche chimico-fisiche del fluido ed alle condizioni di esercizio: sovente, si ricorre agli acciai al cromo o martensitici oppure a bronzo e ottone (per valvole in ghisa) o ancora a leghe di nichel e rame (per valvole montate su tubazioni per vapore, acqua di mare e fluidi corrosivi). Come si vedrà in seguito, si hanno otturatori a cuneo, a disco, a cono, a spillo, a sfera, a battente.

L'otturatore si chiude su una *sede* o *anello di tenuta*, ricavato nel corpo della valvola: al fine di evitare il grippaggio, tale sede dovrebbe avere durezza inferiore di circa 50 Brinell rispetto a quella dell'otturatore; inoltre, le superfici a contatto devono essere molto lisce. Sempre al fine di evitare le perdite attorno alle sedi (almeno nel caso in cui si verifichino riscaldamenti e raffreddamenti ripetuti), si consiglia l'impiego, per la sede stessa e per il corpo della valvola, di materiali aventi coefficienti di dilatazione simili.

La manovra dell'otturatore è eseguita mediante un *volantino* che comanda l'*albero* o *stelo*. L'apertura e la chiusura delle valvole sono ottenute in uno dei due modi seguenti:

- lo stelo, filettato, scorre su una boccola con madrevite fissa al cappello;
- lo stelo ruota "in folle" nell'apposita sede del cappello e l'otturatore si avvita lungo lo stelo stesso.

La tenuta fra l'albero ed il cappello è assicurata da un premistoppa con *baderna* costituita da treccia di filato aramidico e teflon.

È infine importante stabilire il tipo di connessione fra le valvole ed i tubi su cui le stesse devono essere montate (da esso dipende infatti la possibilità di smontare rapidamente le valvole stesse). Si hanno pertanto valvole con estremità flangiate, filettate (solo per diametri non superiori a 100 mm) ed a saldare.

Gli organi di intercettazione possono essere suddivisi in tre categorie principali:

- saracinesche;
- valvole;
- rubinetti.

Saracinesche

Nelle saracinesche (figg. 32.47 e 32.48) l'organo di intercettazione (costituito da un otturatore a facce parallele o a cuneo) compie un moto perpendicolare all'asse del tubo su cui le stesse sono montate ed alla direzione del fluido. L'otturatore, mosso dallo stelo, può scorrere sulle guide del corpo fino a quando viene a contatto con le apposite sedi.

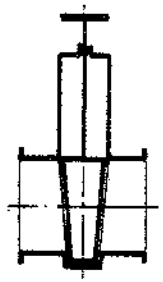


Fig. 32.47 – Saracinesca con otturatore a cuneo.

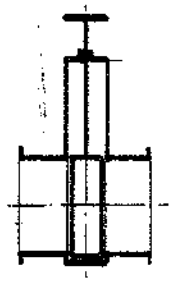


Fig. 32.48 – Saracinesca con otturatore a facce parallele.

Le saracinesche sono soprattutto adatte nel caso di portate rilevanti e per intercettare il flusso dei fluidi con manovre del tipo "tutto aperto" o "tutto chiuso"; sono meno adatte per regolazioni intermedie, soprattutto per l'azione erosiva che il fluido può esercitare sulla parte dell'otturatore che lo intercetta.

Poiché la direzione del flusso non viene variata, le saracinesche, quando l'otturatore è aperto, non danno luogo a perdite di rilievo.

Per il principio che regola il loro funzionamento, le saracinesche hanno ingombro ridotto secondo l'asse del tubo, mentre l'ingombro in altezza è notevole, dovendo contenere l'otturatore quando quest'ultimo è aperto.

Per pressioni dell'acqua inferiori a 4 bar, per diametri fino a DN 300, all'interno degli stabilimenti e per impieghi non continuativi, si possono usare saracinesche in ghisa a corpo piatto, mentre per pressioni o diametri superiori, all'aperto o dove le manovre sono frequenti, conviene ricorrere a saracinesche in ghisa a corpo ovale o meglio ancora in acciaio a corpo cilindrico (10).

Per grandi diametri o elevate pressioni del fluido, si prevedono appositi meccanismi di manovra dell'otturatore: ciò in quanto l'attrito radente di quest'ultimo sulle sedi e, specie in fase di apertura, la spinta del fluido sull'otturatore rendono difficoltose le manovre.

Valvole

Le valvole sono essenzialmente impiegate per regolare la portata dei fluidi nelle reti di distribuzione, il che viene ottenuto modificando le perdite di carico in rete.

Nelle valvole l'asse dell'otturatore coincide con l'asse della sede di tenuta. La chiusura è assicurata dal contatto fra l'otturatore e la sede a forma circolare.

La fig. 32.49 fornisce lo schema di una *valvola a flusso avviato*: il flusso del fluido passando attraverso tali valvole subisce due successive deviazioni di 90°. Ne conseguono perdite di carico sensibili anche a otturatore tutto aperto.

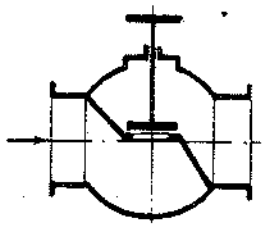


Fig. 32.49 – Valvola a flusso avviato.

(10) Le saracinesche a corpo piatto hanno dimensioni ridotte, specialmente in lunghezza (distanza tra le facce delle flange) e quindi non sopportano pressioni elevate. Quelle a corpo ovale o cilindrico hanno dimensioni maggiori e proporzionate alle pressioni di esercizio per le quali sono impiegate.

Per contro, le manovre di apertura risultano facilitate dal fatto che l'otturatore si muove nello stesso senso del flusso. Inoltre, la notevole resistenza al moto del fluido, le rende più adatte delle saracinesche per la regolazione della portata.

Per assicurare il passaggio dell'intera portata di fluido attraverso la valvola, occorre che risulti (fig. 32.50):

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \pi \cdot d \cdot h$$

per cui la corsa dell'otturatore h deve essere pari a d/4.

La perdita di carico nelle valvole è misurata dalla

$$h' = j \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2g} \qquad (32.4)$$

valida a condizione che la h' non determini sensibili variazioni di γ (11).

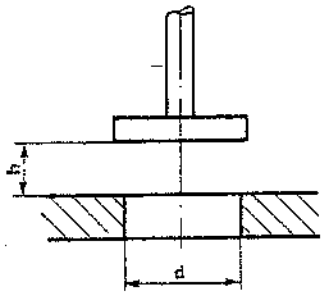


Fig. 32.50 – Schema otturatore e sede relativa.

Un tipo di valvola caratterizzato da perdite di carico minori e denominato *valvola a flusso libero* è quello schematizzato in fig. 32.51: come si può rilevare, la variazione di direzione imposta al fluido è molto minore.

Alle valvole a flusso avviato appartiene il tipo cosiddetto *a galleggiante* (fig. 32.52), il cui otturatore è azionato, tramite una leva, da un galleggiante che ne comanda la chiusura quando il livello del fluido contenuto in un recipiente, vasca o serbatoio raggiunge un'altezza prestabilita.

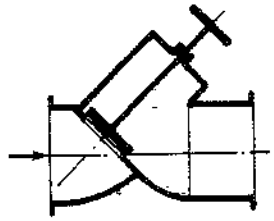


Fig. 32.51 – Valvola a flusso libero.

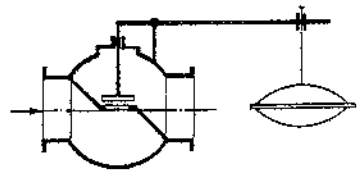


Fig. 32.52 – Valvola automatica a galleggiante.

Accenniamo ancora alle *valvole a spillo* caratterizzate da un otturatore più appuntito ad una estremità rispetto a quello delle normali valvole a flusso avviato: si impiegano per piccoli diametri e per piccole portate e quando è richiesta una regolazione precisa del flusso.

(11) Nella (32.4), j = fattore di perdita di carico (adimensionale); γ = peso specifico del fluido; v = velocità dello stesso (in unità omogenee).

Ricordiamo anche le *valvole di sicurezza*, previste per interventi automatici di emergenza allorquando la pressione del fluido contenuto in una tubazione o in un recipiente supera un determinato valore. Si hanno valvole di sicurezza:

- *a peso diretto* (fig. 32.53), cioè aventi un peso applicato direttamente sullo stelo dell'otturatore;
- *a leva con contrappeso* (fig. 32.54), nelle quali, spostando il peso, si ottiene la regolazione della pressione di esercizio;
- *a molla* (fig. 32.55), con taratura della molla stessa mediante compressione;
- *a membrana* (fig. 32.56), per reti di gas a bassa pressione, quali acetilene e metano.

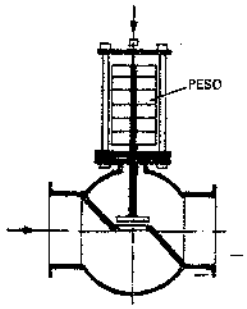


Fig. 32.53 – Valvola di sicurezza a peso diretto.

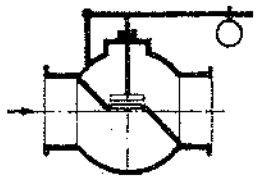


Fig. 32.54 – Valvola di sicurezza a leva con contrappeso.

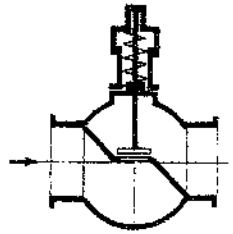


Fig. 32.55 – Valvola di sicurezza a molla.

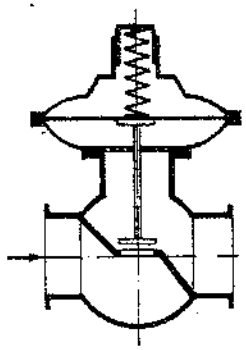


Fig. 32.56 – Valvola di sicurezza a membrana per gas.

Fra le valvole a flusso avviato, si possono ancora includere le cosiddette *valvole a diaframma* (fig. 32.57), nelle quali l'otturatore è costituito da un diaframma (a base di gomma o materie plastiche) che si chiude sotto la pressione dello stelo: sono adatte per fluidi anche corrosivi o tossici, purché compatibili con il materiale di cui è costituito il diaframma.

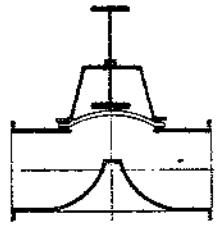


Fig. 32.57 – Valvola a diaframma.

In molte reti per la distribuzione di fluidi negli stabilimenti industriali, si rende necessario regolare con continuità la portata o la pressione di esercizio.

A tale fine, si ricorre alle cosiddette *valvole regolatrici di portata e/o di pressione*, fra le quali ricordiamo le seguenti:

- *valvola regolatrice di pressione a contrappeso* (fig. 32.58): all'otturatore è applicata la forza F generata da una leva su cui può scorrere un peso P (di modo che l'entità della forza F risulta variabile entro un certo intervallo); quando la pressione in rete supera il valore prestabilito, il fluido esercita sull'otturatore una forza superiore (e contraria) a F, provocandone l'apertura: parte del fluido si scarica dalla rete nell'atmosfera (se si tratta di gas); in un condotto di recupero o in una vasca di raccolta o in una fognatura (se si tratta di un liquido);

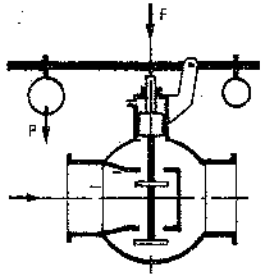


Fig. 32.58 – Valvola regolatrice di pressione a contrappeso.

- *valvola regolatrice di pressione a molla* (fig. 32.59): la forza F, anziché a mezzo di una leva con contrappeso, viene applicata all'otturatore da una molla;
- *valvola regolatrice di pressione servocomandata* (fig. 32.60): la regolazione della pressione è assicurata, a valle della valvola, mediante una derivazione dal condotto principale; è così possibile comandare la regolazione dell'otturatore attraverso opportuni dispositivi, fra i quali la figura citata illustra il tipo a membrana con molla di comando;
- *valvola regolatrice di portata servocomandata* (fig. 32.61): una flangia venturimetrica installata a valle della valvola (e a debita distanza dalla stessa), comanda l'apertura e la chiusura dell'otturatore, lasciando passare la portata di fluido prestabilita.

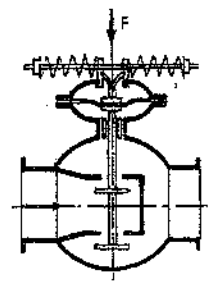


Fig. 32.59 – Valvola regolatrice di pressione a molla.

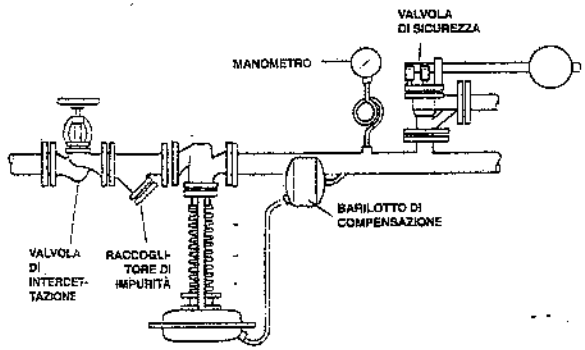


Fig. 32.60 – Valvola regolatrice di pressione servocomandata.

Gli ultimi due tipi di valvole hanno in genere doppio otturatore, così da facilitare le operazioni di apertura. Il comando dell'otturatore è asservito ad uno strumento di misura (della pressione o della portata) che, al variare della variabile controllata, agisce sull'interruttore della valvola attraverso una fonte esterna di energia costituita da aria compressa, energia elettrica od olio in pressione. Si hanno regolazioni "a tutto o niente" (l'otturatore può assumere solo due posizioni: tutto aperto o completamente chiuso) oppure "modulanti" (l'otturatore si ferma anche in posizioni intermedie fra le due posizioni estreme).

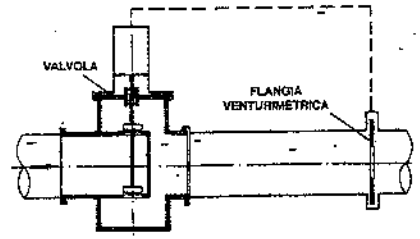


Fig. 32.61 – Valvola regolatrice di portata servocomandata.

Rubinetti

Si tratta di organi di intercettazione adatti per regolazioni del flusso, del tipo "tutto chiuso" o "tutto aperto".

Le figg. 32.62, 32.63 e 32.64 riportano lo schema dei cosiddetti *rubinetti a maschio*: questi possono essere a due, tre o quattro vie. L'organo di chiusura ha forma tronco-conica, con un foro a sezione circolare attraverso il quale, in posizione di apertura, passa il fluido. La chiusura del passaggio è ottenuta con la semplice rotazione di 90° della leva di manovra.

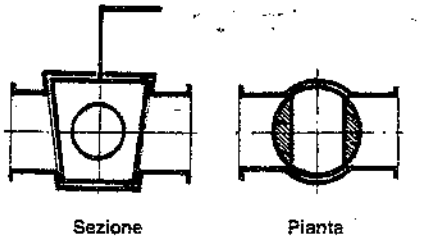


Fig. 32.62 – Rubinetto a maschio a due vie.

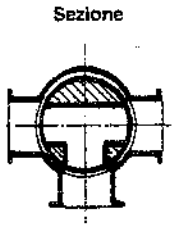


Fig. 32.63 – Rubinetto a maschio a 3 vie.

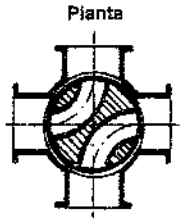


Fig. 32.64 – Rubinetto a maschio a 4 vie.

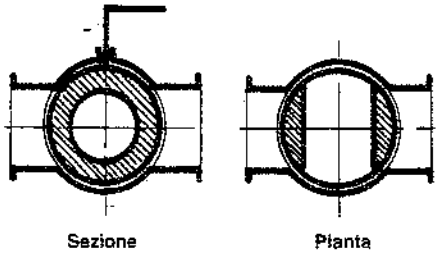


Fig. 32.65 – Rubinetto o valvola a sfera.

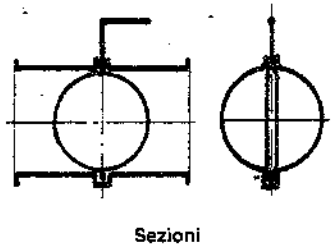


Fig. 32.66 – Rubinetto o valvola a farfalla.

I tipi a tre e quattro vie consentono deviazioni multiple del fluido convogliato, fra diversi tubi convergenti.

Sovente si ricorre alle *valvole a sfera*, che altro non sono che rubinetti il cui otturatore presenta forma sferica (fig. 32.65): anche tali valvole sono adatte per intercettazioni del tipo "apri-chiudi" e sono assai diffuse.

Sempre alla categoria dei rubinetti appartengono le *valvole a farfalla* (fig. 32.66): anch'esse infatti hanno l'organo di comando rotante di soli 90°; si differenziano dagli altri rubinetti per quanto riguarda l'otturatore, avente la forma di un disco. Consentono la regolazione del flusso che le attraversa.

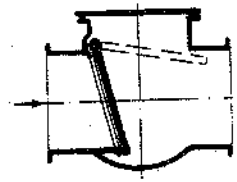


Fig. 32.67 – Valvola di ritegno a *clapet*.

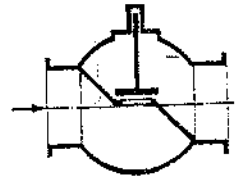


Fig. 32.68 – Valvola di ritegno orizzontale a flusso avviato.

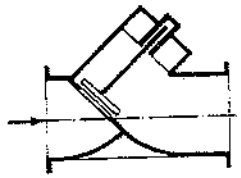


Fig. 32.69 – Valvola di ritegno a flusso libero.

Valvole di ritegno

Un tipo particolare di valvola è quello noto come *valvola di ritegno* o *di non ritorno*: consente il flusso del fluido in un solo senso e lo impedisce, richiudendosi, nel senso opposto.

I tipi principali sono:
- a *clapet* o a battente (fig. 32.67);
- a flusso avviato (fig. 32.68);
- a flusso libero (fig. 32.69);
- per tubazioni verticali (fig. 32.70);
- a disco (fig. 32.71).

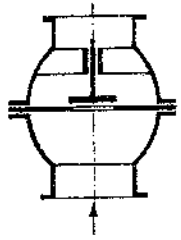


Fig. 32.70 – Valvola di ritegno verticale.

Le valvole di ritegno dette a clapet, certamente le più usate, sono adatte ad essere installate su tubazioni orizzontali, verticali od oblique: quando il fluido si muove nel senso consentito, il battente è mantenuto aperto dal fluido stesso; quando invece si registra un flusso di senso contrario, il battente si richiude sotto l'effetto del peso proprio e dello stesso fluido.

Le valvole di ritegno a flusso avviato e a flusso libero, non si discostano concettualmente dalle valvole contrassegnate con la stessa denominazione (fig. 32.49 e 32.51): possono essere indifferentemente montate su tubazioni orizzontali o verticali.

Fig. 32.71 – Valvola di ritegno a disco.

Invece, le valvole di ritegno del tipo schematizzato in fig. 32.70 sono adatte ad essere montate esclusivamente su tubazioni verticali: infatti, l'otturatore viene mantenuto aperto solo se il fluido si muove verso l'alto e si richiude quando cessa il flusso.

Infine, le valvole a disco possono essere montate in qualsiasi posizione e sono impiegate come valvole di fondo e come valvole di ritenuta sulle tubazioni per liquidi, vapore o gas.

Valvole ad innesto rapido

La fig. 32.72 riporta lo schema di una valvola a chiusura automatica utilizzata per allacciamenti fra tubi rigidi e tubi flessibili: l'inserimento di un apposito codolo apre l'otturatore della valvola, normalmente tenuto chiuso da una molla.

Tale tipo di valvola è in genere usato per le derivazioni alle utenze di aria compressa mediante tubi flessibili in materiale plastico di diametro generalmente uguale o inferiore a 70 mm.

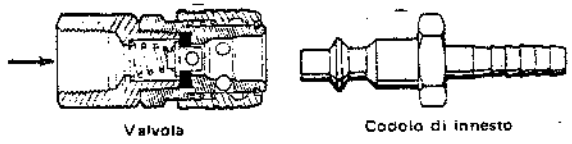


Fig. 32.72 – Valvola ad innesto rapido.

32.13. BIBLIOGRAFIA

S. Crocker e R. King, *Piping Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
H. Rase, *Piping design for process plants*, New York, John Wiley e Sons.
Borello & Mafiotto, Dalmine, General Resin's, Generaltubi, Gestra, Nova Siria, Tubi ghisa, *Cataloghi tecnici*.

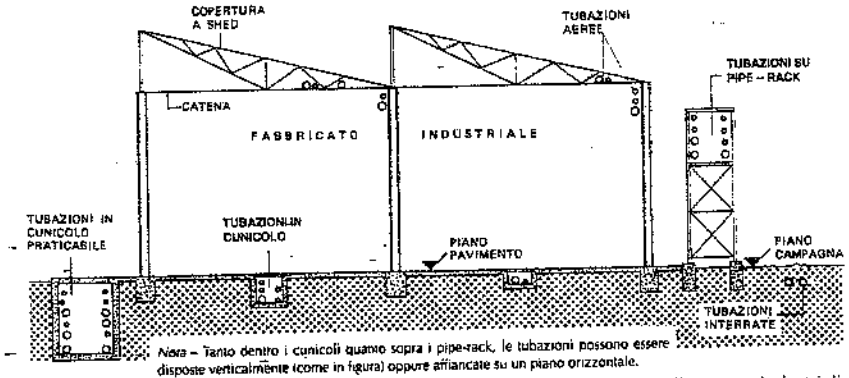
33. Montaggio e protezione delle tubazioni

33.1. POSSIBILI COLLOCAZIONI DELLE TUBAZIONI

Esaminiamo le modalità di sistemazione e posa in opera delle tubazioni che provvedono al trasporto dei fluidi occorrenti in un impianto industriale.

All'interno dei fabbricati industriali (ad un solo piano), le tubazioni possono essere installate sopra o immediatamente sotto il filo catena, nell'intercolumnio dei pilastri oppure in cunicoli o piccole gallerie realizzati sotto il piano pavimento. All'esterno, le tubazioni possono essere interrate (1) oppure montate su apposite strutture metalliche (*pipe-rack*) o dentro cunicoli. La sistemazione esterna è indispensabile per le tubazioni convoglianti fluidi pericolosi.

La fig. 33.1 fornisce una casistica di tali sistemazioni.



Nota – Tanto dentro i cunicoli quanto sopra i pipe-rack, le tubazioni possono essere disposte verticalmente (come in figura) oppure affiancate su un piano orizzontale.

Fig. 33.1 – Possibili collocazioni delle tubazioni per l'alimentazione di fluidi alle utenze industriali.

(1) In regioni aventi un clima paragonabile a quello dell'Italia settentrionale ed a quote inferiori ai 1000 m, per proteggere dal gelo le tubazioni interrate contenenti acqua, si installano le stesse a profondità non minori di 60÷100 cm dal piano campagna, a seconda della natura del terreno (le profondità sono riferite alla generatrice superiore del tubo).

Nell'interno dei fabbricati è preferibile installare in alto le *tubazioni di alimentazione* dei fluidi alle utenze (purché diametri e pesi lo consentano): infatti, l'installazione aerea permette facili ispezioni e modifiche delle tubazioni (nel caso di spostamento delle utenze esistenti o di installazione di utenze nuove) (2). La sistemazione di tali tubazioni in cunicoli ricavati sotto il pavimento dei fabbricati è adottata quando l'alimentazione delle utenze dall'alto è impedita o resa difficoltosa da carriponte o altri ostacoli (3).

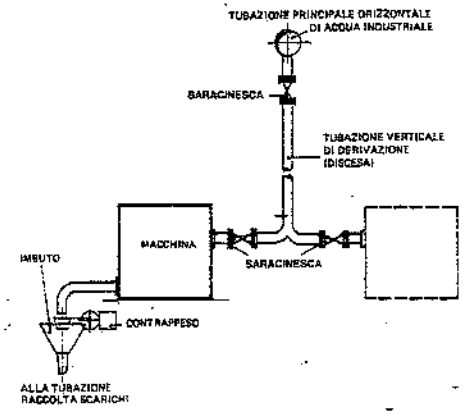


Fig. 33.2 – Derivazione per l'alimentazione di acqua industriale alle macchine.

Per contro, le tubazioni che provvedono alla raccolta ed al recupero di fluidi scaricati dalle utenze con pressioni residue pressoché nulle, sono disposte in cunicoli o interrate sotto il piano pavimento. In quest'ultimo caso, devono però essere predisposti opportuni pozzetti di ispezione in corrispondenza di diramazioni, cambiamenti di direzione o su tratti rettilinei molto lunghi (> 30÷40 m): è il caso tipico delle fognature o delle reti di recupero delle acque di impiego tecnologico (fig. 33.3).

I cunicoli sono ricoperti da solette in cemento armato, da lamiere di acciaio striato o bugnato (fig. 33.4) o da grigliati. Evidentemente tali coperture devono essere adatte a sopportare i carichi mobili operanti in officina, senza cedimenti o deformazioni.

La fig. 33.5 illustra due tipi di appoggi per le coperture metalliche dei cunicoli.

I cunicoli vengono dotati di pozzetti per lo scarico dell'acqua in essi caduta accidentalmente oppure utilizzata per la loro pulizia; i pavimenti dei cunicoli stessi devono quindi essere in pendenza, al fine di facilitare il flusso naturale dell'acqua verso i pozzetti di scarico.

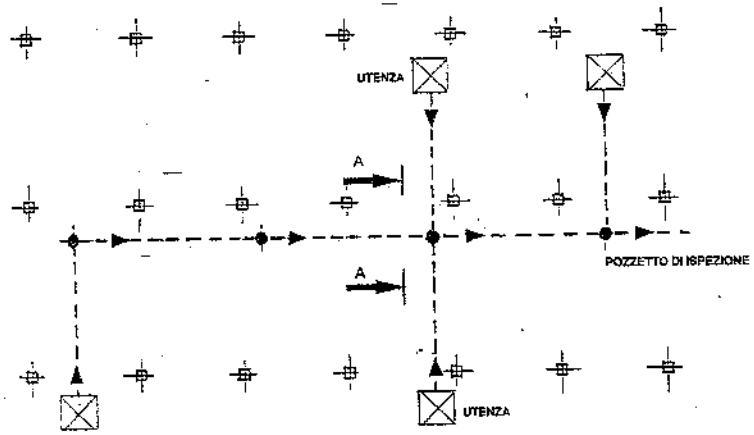
Sovente le tubazioni sono installate, in uno stesso fabbricato industriale, parte in cunicolo e parte aeree (fig. 33.6).

Quando si devono sistemare più tubazioni aeree affiancate, si ricerca la disposizione che riduca il meno possibile l'illuminazione proveniente dalle finestrature del fabbricato.

Lo schema della fig. 33.7 indica, nel caso di una copertura a shed, una ubicazione conveniente per soddisfare tale esigenza.

(2) Quando le tubazioni sono aeree, l'alimentazione dei fluidi alle singole utenze avviene a mezzo di tubazioni verticali (*discese*) derivate dalle tubazioni principali; in genere, ogni discesa è dotata di una saracinesca (per intercettazione) nei pressi della derivazione e di una in prossimità dell'utenza (fig. 33.2).

(3) Se il fabbricato industriale è dotato di sottopiano, è in genere conveniente installare le reti di tubazioni a soffitto del sottopiano stesso, allacciandole alle utenze mediante derivazioni che attraversano la soletta ed il pavimento d'officina.



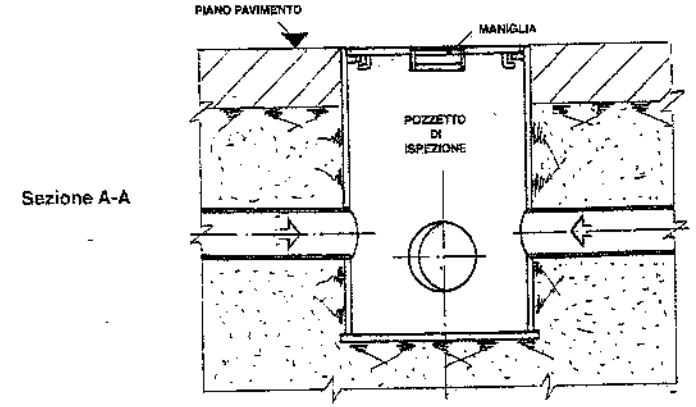


Fig. 33.3 – Rete interrata per il recupero di acque di raffreddamento, con pozzetti di ispezione.

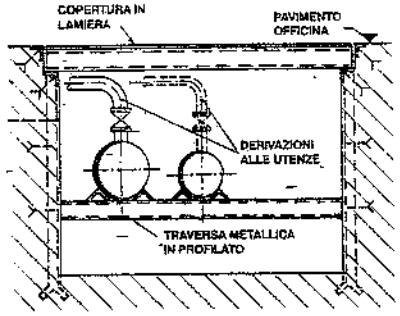


Fig. 33.4 – Cunicolo per tubazioni di servomezzi, con copertura in lamiera.

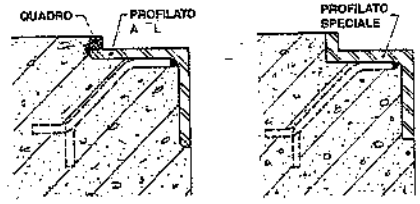


Fig. 33.5 – Corniere per l'appoggio delle lamiere di copertura dei cunicoli.

N.B. Non si devono installare in cunicolo né interrare tubazioni convoglianti gas o vapori più pesanti dell'aria.

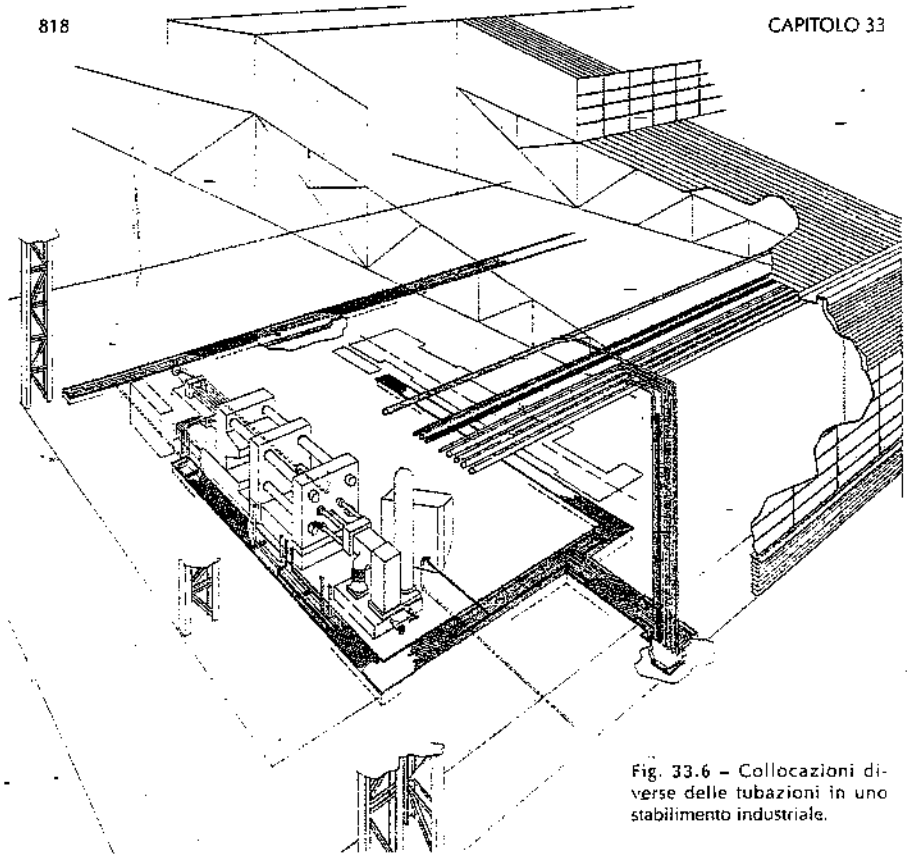


Fig. 33.6 – Collocazioni diverse delle tubazioni in uno stabilimento industriale.

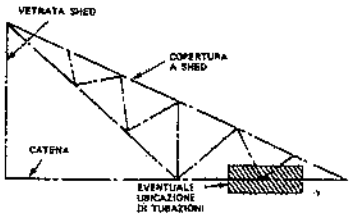


Fig. 33.7 – Possibile posizionamento delle tubazioni in corrispondenza di una capriata.

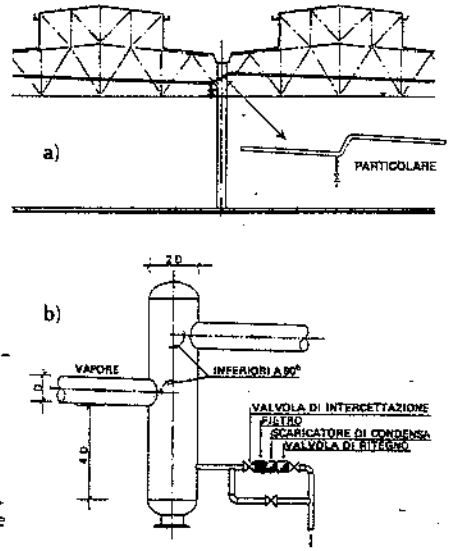


Fig. 33.8 – Accorgimenti atti a consentire un recupero di quota delle tubazioni.

33.2. PENDENZA DELLE TUBAZIONI

Le tubazioni devono sempre essere dotate di un'adeguata pendenza al fine di consentire, all'occorrenza, il loro svuotamento. Se il fluido convogliato nei tubi è un liquido, si deve anche favorire la raccolta, nelle parti alte della rete, dell'aria che si libera (da tali punti l'aria può essere evacuata attraverso appositi scaricatori, a comando manuale o automatico).

Le pendenze adottate per le tubazioni percorse da fluidi variano, orientativamente, fra 0,2% e 0,5%.

Sovente, soprattutto quando le caratteristiche altimetriche del terreno lo consentono, lo stesso fabbricato industriale o la sua copertura viene costruito con una certa pendenza (fino a 0,3% se sono previsti carriponte o binari ferroviari; fino all'1% quando tali mezzi mancano e non vi sono difficoltà di sistemazione dei macchinari); ciò facilita lo scarico delle acque piovane e lo svuotamento delle tubazioni convoglianti servomezzi liquidi.

Quando il fabbricato è in piano e lo spazio disponibile per realizzare le pendenze delle tubazioni è limitato (tanto nel caso di tubazioni installate sopra il filo catena, quanto nel caso di tubazioni posate in cunicolo), si alternano tratti di tubi in salita e tratti in discesa, in modo da sfruttare convenientemente lo spazio stesso (fig. 33.8.a). In altri casi, i tubi sono disposti in pendenza secondo una sola direzione: il recupero della pendenza è ottenuto prevedendo, in posizioni appropriate, tratti di tubazioni verticali o subverticali oppure tronchi di tubo a tenuta – denominati *barilotti* – disposti verticalmente, nei quali si immette la tubazione in arrivo e dai quali si diparte, ad altezza superiore, la tubazione in uscita (un tipo di barilotto è riportato in fig. 33.8.b).

Se il fluido è gassoso e trascina condensa o altri liquidi, sia pure in piccole quantità (tipico il caso dell'aria compressa non essiccata), la pendenza data alle tubazioni permette di raccogliere nei punti bassi il liquido, che può essere evacuato con appositi scaricatori, a comando manuale o automatico (fig. 33.9): in tal modo, si evita che il liquido, raccogliendosi nella parte inferiore del tubo, riduca la sezione utile delle condotte.

La fig. 33.10 mostra un esempio di sistemazione degli scarichi dell'acqua da tubazioni: sono visibili le saracinesche di intercettazione.

Le tubazioni verticali di scarico

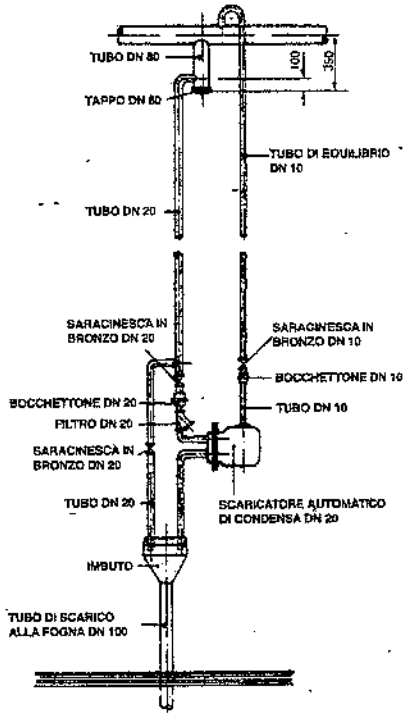


Fig. 33.9 – Scaricatore di condensa per reti (in acciaio) di distribuzione dell'aria compressa.

sono in genere installate presso colonne o pareti.

Come si è detto, le tubazioni di raccolta degli scarichi vengono interrate sotto il pavimento oppure installate in cunicolo. Tali tubazioni devono avere diametri maggiori di 100 mm ed una pendenza non inferiore a 0,3÷1% in modo da assicurare il deflusso dell'acqua a gravità (cioè non in pressione).

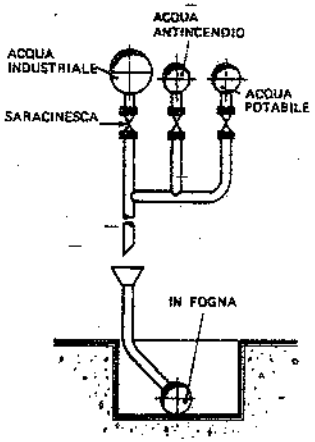


Fig. 33.10 – Scarichi delle tubazioni dell'acqua interne agli stabilimenti.

33.3. COLLAUDO DELLE RETI

I tubi, prima di essere posti in opera, devono essere scovolati internamente in modo da asportare eventuali corpi estranei, incrostazioni od ossidi superficiali.

Particolare attenzione va rivolta alle saldature dei tubi, per le quali occorre imporre alla ditta installatrice prescrizioni ben precise (allineamento dei tubi prima della saldatura, smussatura delle estremità degli stessi, tipo e spessore delle saldature).

Le reti di tubazioni sono generalmente collaudate mediante acqua in pressione (prova idraulica): il collaudo consiste nel riempire le reti di acqua, la quale viene poi compressa, a mezzo di pompa, alla pressione di collaudo; tale pressione è in genere pari a 1,5 volte la pressione massima di esercizio del fluido convogliato dalla rete. Nel caso di tubazioni con basse pressioni di esercizio e/o grande diametro, si può eseguire il collaudo mediante aria compressa: le eventuali perdite dalle saldature sono rivelate spalmando acqua saponata sulle stesse, previa pulitura.

33.4. SUPPORTI

Tanto per le tubazioni aeree o su pipe-rack, quanto per quelle in cunicolo, si pone il problema di sostenere le tubazioni stesse. A tale fine, si devono prevedere, lungo il loro percorso, opportuni supporti in grado di sostenere il peso delle tubazioni e del fluido convogliato: in altre parole, le tubazioni devono appoggiare su dei sostegni (denominati anche *staffaggi*) che hanno il compito di limitare la freccia di inflessione a valori accettabili, impedendo la formazione di sacche in cui possa stagnare il fluido, nonché di limitare le sollecitazioni sui tubi e sugli attacchi delle macchine, pompe o apparecchiature.

Allorquando la temperatura del fluido convogliato in una tubazione è variabile nel tempo, la scelta del tipo di staffaggio ed il relativo posizionamento devono anche tenere conto delle dilatazioni termiche indotte (le dilatazioni dipendono, ovviamente, sia dalle variazioni di temperatura del fluido, sia dal tipo di materiale costituente il tubo).

I tipi di staffaggi di più frequente impiego sono i seguenti:

1) *Supporto normale:* provvede a scaricare il peso della tubazione e del fluido in essa contenuto su una struttura portante, che può essere parte integrante del fabbricato oppure una struttura all'uopo predisposta. La fig. 33.11 illustra due tipi di supporto normale: il primo si usa sovente dentro i forni; quello con rulli è particolarmente adatto per tubazioni convoglianti fluidi caldi, in quanto soggette a dilatazioni notevoli.

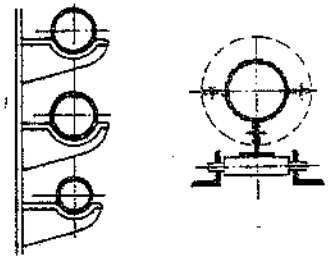


Fig. 33.11 – Staffaggi di appoggio per tubazioni.

2) *Supporto con guida* (fig. 33.12): ha lo stesso compito del supporto normale ed impedisce ogni movimento trasversale della tubazione. Viene usato per ridurre la lunghezza libera di inflessione trasversale della tubazione, per limitare la frequenza di vibrazione di una tubazione orizzontale e per guidare la tubazione durante le dilatazioni termiche.

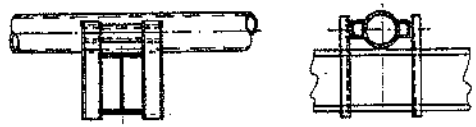


Fig. 33.12 – Guide di una tubazione.

3) *Supporto a punto fisso* (o semplicemente *punto fisso*): realizza un ancoraggio fisso, in corrispondenza del quale la tubazione non è sottoposta a traslazioni o rotazioni. Di solito, sono fissi i punti di attacco dei tubi agli impianti. Altri punti fissi vengono realizzati lungo le reti in posizioni opportune: ad esempio, è buona norma avere un ancoraggio rigido in corrispondenza delle diramazioni dei tubi aventi diverso diametro (per evitare che le differenti dilatazioni insorgenti nei tubi causino sollecitazioni troppo gravose sul tubo avente un momento d'inerzia minore).

Normalmente, i punti fissi sono realizzati saldando, fra i tubi ed una struttura rigida, un profilato metallico (fig. 33.13).

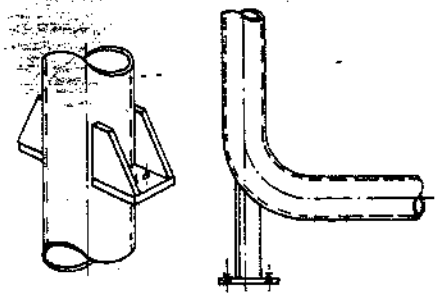


Fig. 33.13 – Punti fissi di tubazioni.

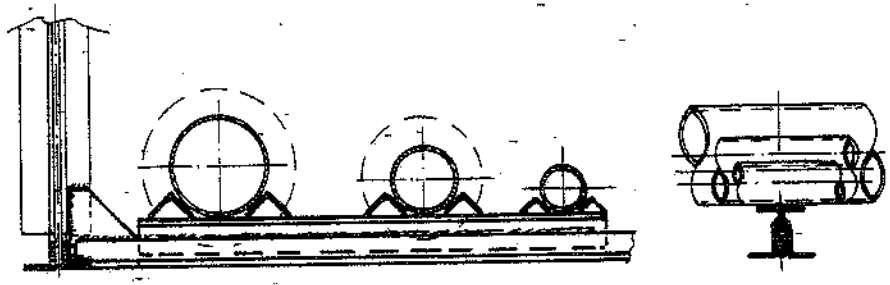


Fig. 33.14 – Staffaggio per il sostegno di tubazioni su una struttura di copertura in acciaio.

Consideriamo alcuni esempi di staffaggi per tubazioni di acqua, aria e simili. La fig. 33.14 illustra uno staffaggio costituito da profilati installati a filo catena (ad esempio di una struttura a shed). La fig. 33.15 fornisce un esempio di staffaggio del tipo a sospensione: il tratto verticale del supporto è filettato ad una estremità, ragione per cui risulta possibile regolare la quota del tubo in modo da realizzare le pendenze occorrenti.

Nel caso che si debbano sostenere più tubazioni, si può ricorrere ad una soluzione del tipo indicato in fig. 33.16.

Citiamo infine il tipo di staffaggio di fig. 33.17. Si tratta di profilati speciali che vengono fissati, a distanze prestabilite, mediante zanche annegate nelle parti murarie dei fabbricati oppure, se i fabbricati sono metallici, mediante saldature o bullonature alle strutture del fabbricato stesso. Le tubazioni sono sostenute con supporti fissati ai profilati suddetti mediante bulloni. In tal modo, risulta possibile regolare le pendenze delle tubazioni, aggiungere altri tubi e così via.

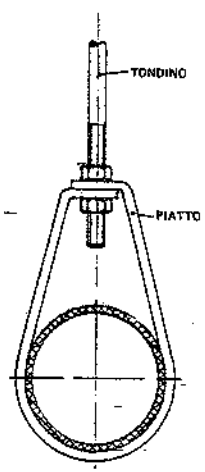


Fig. 33.15 – Sostegno di una tubazione, regolabile in altezza.

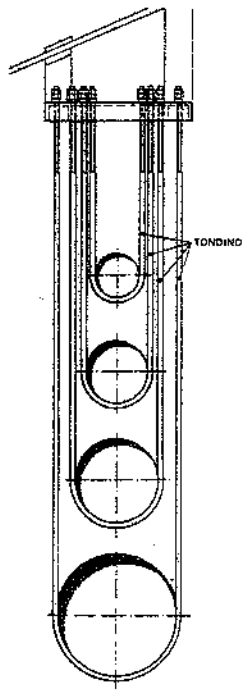


Fig. 33.16 – Staffaggio atto a sostenere più tubazioni aeree sovrapposte.

Ovviamente, le distanze fra due supporti consecutivi dipendono dal diametro, dallo spessore e dal materiale costituente il tubo, oltre che dal peso specifico del fluido convogliato e dal peso dell'eventuale isolamento termico del tubo. Nel determinare il peso da sopportare, si deve anche tenere conto di valvole, raccordi, curve.

Per la determinazione delle suddette distanze si considera la tubazione come una trave semi-incastrata soggetta a carico uniformemente ripartito; in tali condizioni la freccia vale:

$$f_m \approx 0{,}01\frac{q \cdot l^4}{E \cdot J} \qquad (33.1)$$

dove:

f_m = freccia di inflessione (cm);
q = carico uniformemente ripartito (kg/cm);
l = lunghezza del tubo tra due appoggi consecutivi (cm);
E = modulo di elasticità del materiale costituente il tubo (bar);
J = momento d'inerzia del tubo (cm⁴).

In pratica, si impone che la freccia non superi un valore prestabilito, di solito pochi millimetri; solo nel caso di tubazioni di diametro maggiore di 200 mm si possono accettare frecce di 10÷20 mm.

Nel caso di tubi in acciaio, le distanze tra due staffaggi consecutivi non dovrebbero superare i seguenti valori orientativi:

diametro tubazione DN	distanza fra i supporti metri
25	2,5
40	3
50	3,5
75	4
100	4,5
150	5,5
200	6,2
250	7,2
300	7,5

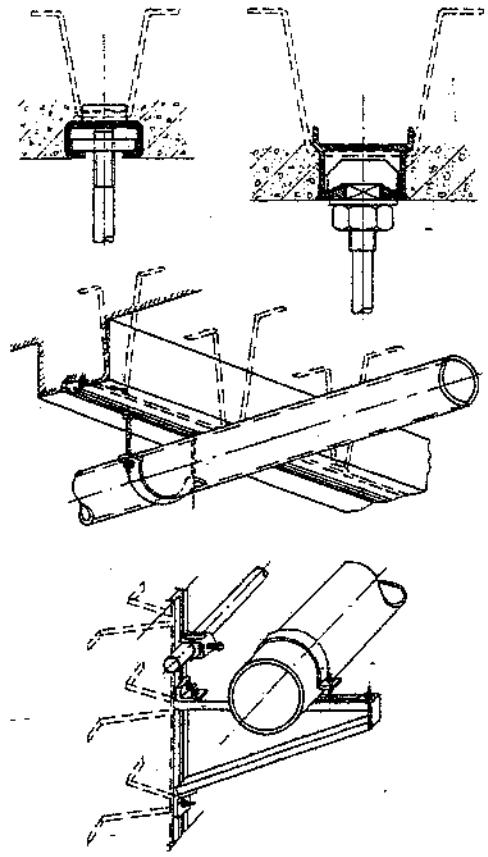


Fig. 33.17 – Staffaggi speciali per tubazioni, condotti sbarre, canaline.

33.5. PROTEZIONE DELLE TUBAZIONI

1. Protezione delle tubazioni interrate

I tubi interrati, se metallici, sono soggetti a fenomeni aggressivi che possono provocarne rapidamente la corrosione (4).

Tali fenomeni sono essenzialmente dovuti ad azioni elettrochimiche fra metallo e soluzioni saline presenti nel terreno.

In altri termini, si verifica un fenomeno analogo a quello della pila galvanica: un elettrolita trasferisce gli ioni positivi dall'anodo al catodo e l'anodo, dopo un certo tempo di funzionamento della pila, appare corroso.

Nel caso dei tubi di acciaio interrati, l'umidità del terreno può costituire l'elettrolita e in certe zone della superficie esterna dei tubi si possono formare degli elettrodi, mentre il circuito elettrico si chiude attraverso i tubi. La corrente elettrica parte dagli elettrodi positivi e, attraverso l'elettrolita, giunge agli elettrodi negativi; in corrispon-

(4) Si chiama *corrosione a umido* l'alterazione chimica che subiscono i metalli a contatto con un elettrolito e soggetti all'azione di un agente ossidante (ossigeno). Tale alterazione è di origine elettrochimica ed avviene con una velocità che dipende dal metallo, dall'elettrolito e dalla temperatura. Nel caso del ferro, la reazione è:

$$2\,Fe + \frac{3}{2}O_2 + 3\,H_2O \rightarrow 2\,Fe(OH)_3 \rightarrow 2\,(Fe\,OOH \cdot H_2O)$$

In ambiente neutro (pH7), il ferro si scioglie nell'elettrolito liberando ioni positivi che precipitano come ossidi-idrati (ruggine).

denza dei primi si manifestano corrosioni, mentre sui secondi avviene la reazione catodica di riduzione dell'ossidante (ossigeno).

Il processo di corrosione può venire esaltato in seguito ad alcune situazioni particolari, quali:

- la presenza di correnti elettriche "vaganti" disperse da binari di ferrovia a trazione elettrica, continua o alternata (in quest'ultimo caso, la corrente viene raddrizzata dal terreno); le correnti entrano nei tubi interrati in corrispondenza dei catodi ed escono dagli anodi (dove si verifica corrosione) per ritornare verso i binari ferroviari;
- particolari caratteristiche del terreno in cui i tubi sono sistemati;
- l'azione di microorganismi;
- l'inserimento di tronchi di tubi nuovi in una tubazione interrata da tempo: i tronchi nuovi si comportano come anodi e, se il loro sviluppo è limitato, sono soggetti ad una intensa corrosione.

I fenomeni aggressivi del terreno possono essere attenuati o addirittura eliminati ricorrendo ai seguenti sistemi protettivi:

a) installazione, lungo le tubazioni interrate, di giunti di isolamento elettrico (*giunti dielettrici*), atti ad interrompere la continuità elettrica delle tubazioni stesse (fig. 33.18);

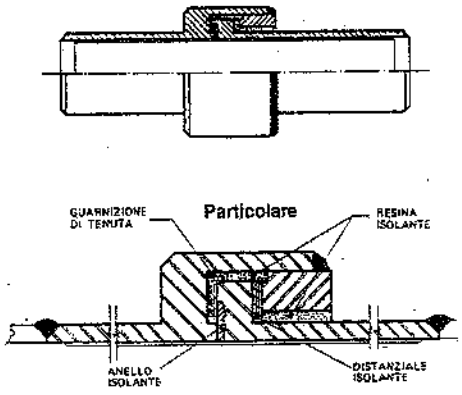


Fig. 33.18 – Giunto dielettrico per tubazioni interrate.

b) *protezione catodica*, ottenuta collegando il polo negativo di una sorgente di corrente continua con la tubazione, e il polo positivo della stessa sorgente con anodi interrati. La differenza di potenziale (negativa) che si viene ad avere fra il terreno e la tubazione fa sì che quest'ultima funzioni da catodo (fig. 33.19): in tal modo, si impedisce la solubilizzazione del metallo;

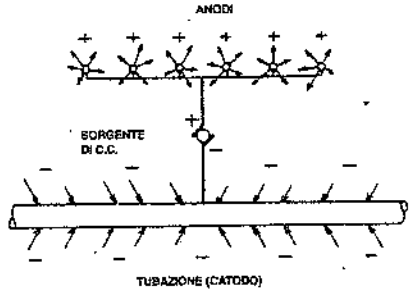


Fig. 33.19 – Protezione catodica delle tubazioni di acciaio interrate.

c) *rivestimento dei tubi con materiali impermeabili all'acqua*, ottenuto applicando successivamente sui tubi i seguenti strati:

- primo strato di bitume caldo liquido;
- secondo strato di miscela bituminosa (dopo il raffreddamento del primo);
- fasciatura elicoidale con doppio strato di feltro in lana di vetro impregnato di bitume (5);
- applicazione di uno strato di idrato di calce per rendere bianca la superficie esterna;

(5) Nel caso di rivestimenti di tipo pesante, al feltro in lana di vetro si sovrappone una fasciatura elicoidale con tessuto in lana di vetro impregnato di bitume.

d) *rivestimento di polietilene applicato per estrusione* sulla superficie grezza nel caso di tubi impiegati per costruire condotte di metano; quando i tubi sono destinati a convogliare acqua, la superficie esterna viene preventivamente zincata;

e) *rivestimento con nastri di materia plastica autoadesivi* od *impregnati di bitume*, avvolti a spirale sui tubi, previa accurata spazzolatura e verniciatura antiossidante dei tubi stessi. I nastri vengono preferibilmente applicati alla temperatura di 18°÷20°C e mai a temperature inferiori a 0°C o superiori a 75°C. Questo rivestimento è in special modo utilizzato per la protezione di tronchi di raccordo e delle estremità dei tubi sottoposti a saldatura;

f) la norma UNI 6363-84 elenca anche rivestimenti esterni dei tubi di acciaio a base di polietilene (partendo dalla relativa polvere e fondendola), resine epossidiche, metallizzazione, galvanizzazione a caldo.

I tubi protetti secondo le modalità indicate nei punti c) ÷ f) sono in pratica chiamati *tubi rivestiti esternamente*. Tali tubi devono essere ovviamente manipolati con cura, al fine di evitare deterioramenti dei rivestimenti stessi (in corrispondenza di tali deterioramenti si potrebbero formare dei focolai di corrosione). È necessario ripristinare il rivestimento esterno delle tubazioni sia in corrispondenza dei tratti deteriorati, sia in corrispondenza dei giunti tra i vari tubi, riproducendo nel miglior modo possibile il rivestimento originale.

2. Protezione interna delle tubazioni

Oltre che dagli agenti esterni, i tubi di acciaio devono essere sovente protetti anche dagli agenti contenuti nel fluido convogliato (dei tubi in ghisa si è già detto a pag. 789).

Gli agenti chimici possono provocare fenomeni corrosivi, contro i quali si adottano i rimedi di seguito citati.

1) Impiego di tubazioni con *rivestimento* interno *bituminoso*: tale protezione è ottenuta applicando uno smalto di bitume per centrifugazione. Ai tubi che devono essere interrati, si applicano ancora, sulla superficie esterna, i trattamenti di cui al punto c) di pag. 824, ottenendo i cosiddetti *tubi bitumati internamente e con rivestimento esterno*. La tab. 33.I riporta alcune caratteristiche di tali tubi, impiegati per reti interrate di distribuzione dell'acqua fredda.

Tabella 33.I – Tubi di acciaio rivestiti esternamente e bitumati internamente.

Diametro nominale DN	Diametro esterno mm	Massa lineica kg/m
100	114,3	2,62
125	139,7	3,47
150	168,3	4,18
200	219,1	5,92
250	273	7,37
300	323,9	8,75
350	355,6	10,4
400	406,4	11,9
450	457,2	15,5
500	508	17,2
550	558,8	21,8
600	609,6	23,7

2) Applicazione per centrifugazione di *malta di cemento*, ottenendo tubi adatti a convogliare acqua di mare (in alternativa ai tubi di vetroresina).

3) Applicazione sulla superficie interna delle tubazioni di rivestimenti costituiti da resine epossidiche, materie plastiche, metallizzazione, ecc.

4) Adozione di tubi in *materiali speciali*, come gli acciai inossidabili e le materie plastiche; per fluidi debolmente acidi o basici e aventi basse temperature e concentrazioni si impiegano anche acciai legati.

5) Trattamento preliminare del fluido da convogliare ovvero impiego di reagenti chimici, detti *inibitori di corrosione*, atti ad impedire la corrosione mediante la for-

mazione di pellicole protettive sul metallo: si hanno inibitori anodici (cromato di sodio, ossigeno), catodici (solfato di zinco, bicarbonato di calcio) e colloidali.

3. Protezione esterna delle tubazioni aeree

Le tubazioni di acciaio installate all'aperto o all'interno di uno stabilimento industriale sono di solito protette dai processi distruttivi dovuti agli agenti atmosferici (l'aria umida, ad esempio, provoca ossidazioni superficiali).

Per ovviare o limitare le conseguenze provocate da tali agenti, si impiegano opportune *vernici* protettive, aventi colori o contrassegni che consentono la facile individuazione del fluido convogliato nelle singole tubazioni.

Tale protezione prevede in genere il seguente ciclo di trattamento:

- pulitura e spazzolatura (o sabbiatura) delle superfici fino alla completa asportazione dello strato di ossido polverulento;
- applicazione di una mano di vernice protettiva (antiruggine);
- applicazione di una o due mani di smalto clorosintetico, in modo da avere in ogni punto della superficie uno strato di vernice dello spessore minimo di 90 μm.

4. Rivestimento delle tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi

Nel caso di tubazioni convoglianti fluidi caldi o freddi, ci si trova di fronte ad almeno una delle seguenti esigenze:

a) proteggere dal gelo i liquidi contenuti nelle tubazioni;
b) ridurre le dispersioni di calore verso l'esterno;
c) evitare la condensazione, lungo le superfici esterne delle tubazioni, dell'umidità presente nell'ambiente.

In tutti i casi suddetti si deve ricorrere a degli *isolamenti coibenti*, chiamati anche *rivestimenti termici*; nel caso c) essi prendono sovente il nome di *rivestimenti antistillicidio*, in quanto, evitando la condensazione del vapore acqueo atmosferico sulle tubazioni, impediscono lo stillicidio della condensa.

Gli isolamenti coibenti sono realizzati mediante materiali di tipo fibroso o cellulare aventi un basso coefficiente di conduttività χ.

Come si può rilevare dalla fig. 33.20, χ varia con la temperatura: in particolare, per le sostanze solide amorfe (costituenti la maggior parte degli isolanti) aumenta con la temperatura. La bassa conduttività dei materiali è dovuta alla loro particolare costituzione, caratterizzata dalla presenza di cavità contenenti aria: le proprietà isolanti dipendono infatti dal rapporto pieno/vuoto e sono tanto maggiori quanto minore è il valore di tale rapporto.

Le cavità possono essere intercomunicanti tra di loro (cavità aperte) o chiuse. Per le esigenze c) è preferibile usare dei materiali a cavità chiuse.

Fra i materiali coibenti correntemente adottati, ricordiamo i seguenti:

- *per fluidi aventi temperature inferiori alla temperatura ambiente* (ad esempio, ossigeno liquido a temperature inferiori a −180°C): foamglas, fenolite, poliuretano, sughero espanso, lana di roccia o di vetro;
- *per fluidi a temperatura superiore a quella ambiente* (quali acqua surriscaldata, acqua calda, vapore a temperature >40°C): lana di roccia o lana di vetro.

Per il rivestimento delle tubazioni, gli isolanti vengono confezionati sotto forma di coppelle, materassini o corda. Tali isolanti sono tenuti in opera a mezzo di rete metallica zincata o di filo di acciaio zincato. Il rivestimento finale esterno, avente scopi estetici e di protezione contro gli urti, può essere costituito da lamierino in acciaio zincato o in alluminio; da intonaco di cemento o gesso, armato con rete di acciaio zincato; da vipla avvolta a spirale e tenuta in loco da opportuni collarini.

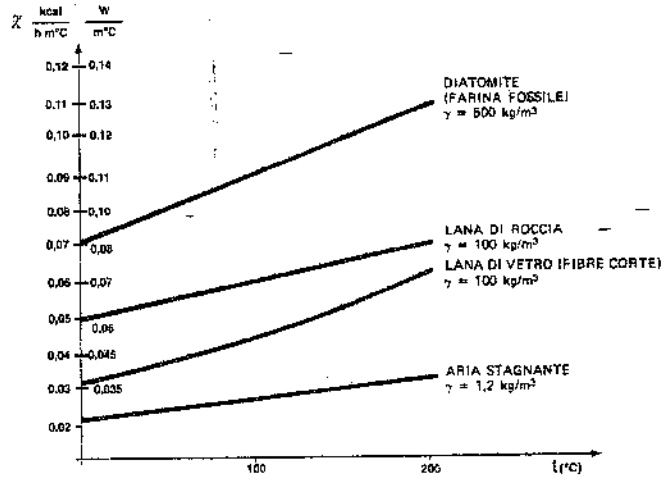


Fig. 33.20 – Conduttività termica, in funzione della temperatura, di alcuni isolanti impiegati per il rivestimento delle tubazioni.

I rivestimenti antistillicidio, previsti per tubazioni di fluidi a temperature minori della temperatura di rugiada dell'aria atmosferica, devono essere protetti da uno strato impermeabile al vapore, detto *barriera di vapore* (o barriera al vapore). Lo scopo di tale barriera è quello di impedire che il vapore presente nell'aria atmosferica penetri nel materiale isolante. Tale migrazione, che avviene essenzialmente nell'isolante a cavità aperte e attraverso le eventuali fessure dell'isolante a cavità chiuse, è conseguenza della condensazione del vapore acqueo (contenuto nell'aria dell'isolante) sulla tubazione e nell'isolante stesso, condensazione dovuta al raffreddamento del vapore al disotto della temperatura di rugiada.

È noto infatti che, allorché si condensa del vapore in un punto, avviene un abbassamento della pressione parziale del vapore in quel punto e quindi un passaggio (per differenza di pressione) di altro vapore dallo spazio circostante nel punto stesso.

Quest'ultimo vapore, raffreddato al disotto della temperatura di rugiada, si condensa a sua volta, richiamando altro vapore e così via.

Il fenomeno di migrazione del vapore nell'isolante a cavità aperte si arresta allorché l'isolante è pieno d'acqua. Un isolante imbibito ha un potere coibente molto inferiore a quello di un isolante pieno d'aria (l'acqua ha un coefficiente di conduttività pari a 25 volte quello dell'aria), per cui una tubazione rivestita con coibente inzuppato d'acqua presenta generalmente una cospicua condensazione sulla sua superficie esterna per difetto di coibenza.

Le barriere di vapore sono generalmente realizzate avvolgendo i rivestimenti coibenti con tela mussola incorporata in materiali a base bituminosa.

La fig. 33.21.a riporta lo schema di uno dei vari tipi di rivestimento adottati per la coibentazione dei "tubi caldi". La fig. 33.21.b illustra invece un tipo di rivestimento antistillicidio. Oltre alle tubazioni, sono sovente rivestiti anche gli accessori, quali saracinesche e valvole.

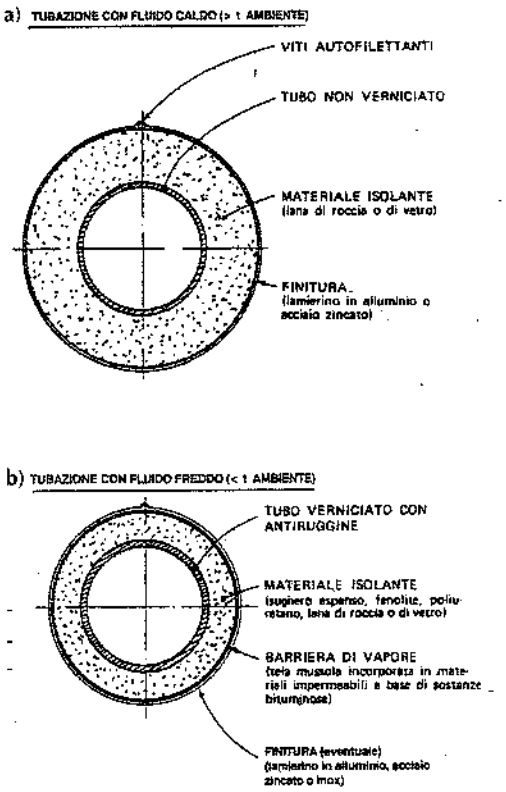
33.6. SCELTA DEI RIVESTIMENTI DELLE TUBAZIONI

Soffermiamoci ora brevemente sui criteri tecnico-economici che presiedono alla scelta dei rivestimenti coibenti.

A tale fine, richiamiamo alcune nozioni di fisica applicata. La fig. 33.22 schematizza una tubazione convogliante un fluido caldo e dotata di rivestimento isolante.

Siano:

- r_i, r_e = raggi interno ed esterno dell'involucro (m);
- t_i = temperatura del fluido all'interno del tubo (°C);
- t_e = temperatura sulla superficie esterna del rivestimento isolante (°C);
- t_a = temperatura dell'aria ambiente (°C);
- L = lunghezza dell'involucro (m);
- χ = *coefficiente di conduttività* dell'involucro (kcal/h·m·°C o W/m·°C);
- h_i, h_e = coefficiente di adduzione delle superfici *i* ed *e* (kcal/h·m²·°C ovvero W/m²·°C): il coefficiente h è costituito da due termini: h = f + r, con:
  - f = coefficiente di convezione liminare (6);
  - r = coefficiente di irraggiamento (7).



N.B. Nel caso di fissaggio con viti autofilettanti, è opportuno avvolgere la barriera di vapore con un materassino di lana di roccia o di vetro (spessore 10 mm), al fine di evitare la foratura della barriera da parte delle viti.

Fig. 33.21 – Rivestimenti per tubi contenenti fluidi e aventi la funzione di impedire: a) la dispersione di calore; b) lo stillicidio.

È lecito supporre $t_i - t_e - t_a$ costanti. Inoltre, in prima approssimazione, consideriamo $t_e = t_a$ (8) e identifichiamo con t_i anche la temperatura sulla superficie interna del

(6) Tale coefficiente dipende dalla natura fisica del fluido, dalla sua velocità, dal grado di ruvidezza della superficie, dalla temperatura media, ecc.

(7) Il termine r - dovuto all'irraggiamento - assume importanza solo a temperature di parete molto elevate (> 100°C).

(8) Ciò che è lecito fare quando le tubazioni sono installate in posizioni aeree e l'atmosfera è praticamente calma. In presenza di correnti di aria fredda occorre, invece, tenere conto della differenza fra la temperatura superficiale del coibente e quella dell'aria.

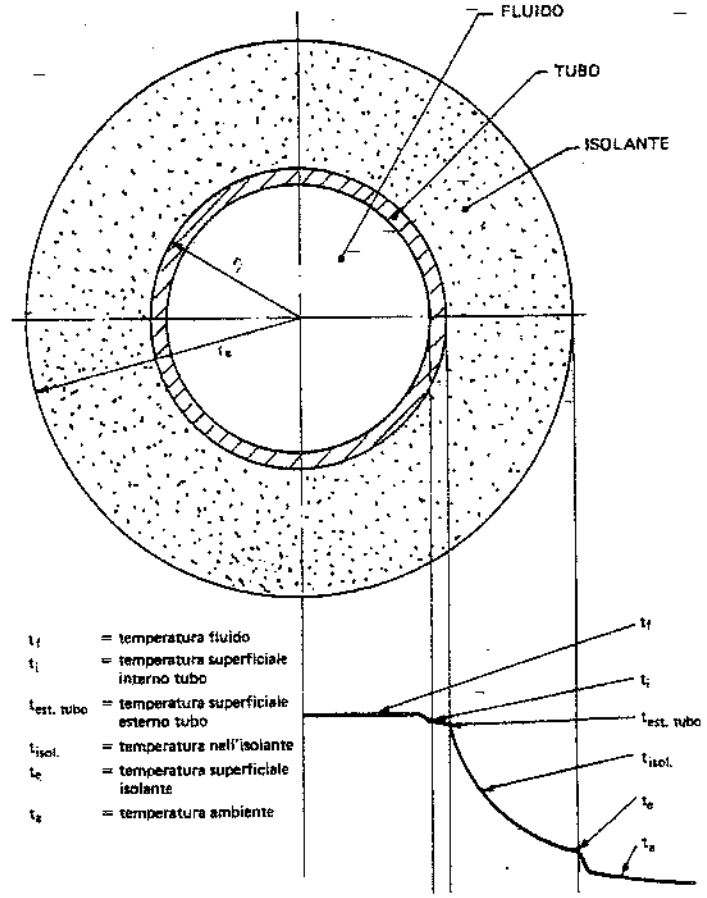


Fig. 33.22 – Sezione schematica di un tubo contenente un fluido caldo, esternamente rivestito con materiale isolante, e andamento delle temperature attraverso i vari materiali.

rivestimento isolante. La quantità di calore che, nell'unità di tempo, passa dall'interno del tubo all'esterno è data dalla

$$Q = \frac{t_i - t_a}{R} \cdot L \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.2}$$

dove R è *la resistenza totale*, espressa dalla

$$R = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{1}{h_i \cdot r_i} + \frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}\right) \qquad \left(\frac{h \cdot m \cdot °C}{kcal}\right) o \left(\frac{m \cdot °C}{W}\right) \tag{33.3}$$

Nella (33.3) non abbiamo considerato il tubo metallico: ciò è lecito grazie al pic-

colo spessore ed all'elevato valore di χ dell'acciaio (del resto, tale semplificazione era già implicita nella precedente assunzione di t_i quale temperatura della superficie interna dell'involucro coibente).

Inoltre, nell'espressione (33.3) si può trascurare l'influenza di h_i, per cui la (33.2), con sufficiente approssimazione, assume la forma:

$$Q = \frac{2\pi (t_i - t_a)\cdot L}{\frac{1}{\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}} \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.4}$$

Se si vuole riferire la potenza termica Q alla superficie longitudinale della condotta, per esempio a quella esterna $S_e = 2\pi\, r_e L\,(m^2)$, l'espressione (33.2) diviene:

$$Q' = \frac{t_i - t_a}{R}\cdot S_e \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.2'}$$

con

$$R' = \left(\frac{r_e}{r_i \cdot h_i} + \frac{r_e}{\chi}\cdot\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}\right) \quad \left(\frac{h\cdot m^2\cdot °C}{kcal}\right) o \left(\frac{m^2\cdot °C}{W}\right) \tag{33.3'}$$

A sua volta, la (33.4) diventa, trascurando h_i:

$$Q' = \frac{S_e (t_i - t_a)}{\frac{r_e}{\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}} \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.4'}$$

Affrontiamo ora il problema della scelta ottimale degli spessori dei rivestimenti coibenti.

a) Rivestimenti coibenti antigelo

Esaminiamo anzitutto il caso della protezione delle tubazioni poste in ambienti a temperature inferiori a 0°C e convoglianti fluidi che non devono gelare (ad esempio, acqua).

Considerato un tratto di tubo di lunghezza infinitesima dl, la quantità di calore dQ trasmessa all'esterno vale, per la (33.2):

$$dQ = \frac{t_i - t_a}{R}\,dl \tag{33.5}$$

dove:

$$R = \frac{1}{2\pi\chi}\ln\frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{2\pi\, r_e\, h_e}$$

Tale quantità di calore dQ deve essere uguale alla quantità di calore persa dal fluido percorrente il tubo:

$$dQ = -Gc_p\,dt_i \tag{33.6}$$

dove:

G = portata del fluido (kg/h);

c_p = calore specifico del fluido (kcal/kg·°C o kJ/kg·°C): per l'acqua $c_p = 1$ kcal/kg·°C = 4,187 kJ/kg·°C;

dt_i = raffreddamento del fluido nel tratto dl.

Poiché t_a = costante:

$$-\,dQ = -\,Gc_p\,d(t_i - t_a) \tag{33.7}$$

Eguagliando la (33.5) con la (33.7), si ricava:

$$\frac{t_i - t_a}{R}dl = -Gc_p d(t_i - t_a) \tag{33.8}$$

ovvero:

$$\frac{1}{G\cdot R}dl = -c_p\frac{d(t_i - t_a)}{t_i - t_a} \tag{33.8 bis}$$

Integrando lungo un tratto di condotta di lunghezza L e semplificando, si perviene alla

$$\frac{L}{c_p\cdot G\cdot R} = \ln\frac{t'_i - t_a}{t_i - t_a} \quad \text{ovvero} \quad \frac{S_e}{c_p\cdot G\cdot R'} = \ln\frac{t'_i - t_a}{t_i - t_a} \tag{33.9}$$ (33.9 bis)

dove:

t'_i = temperatura di entrata dell'acqua nel tratto di tubo considerato;

t_i = temperatura di uscita dell'acqua nel tratto di tubo considerato;

L = lunghezza della condotta (m);

S_e = superficie esterna del rivestimento coibente (m^2);

R = resistenza totale del coibente in $\frac{h\cdot m\cdot °C}{kcal}$; R' in $\frac{m^2\cdot °C}{W}$.

Con la (33.9) o con la (33.9 bis) è possibile risolvere i seguenti problemi:

a) determinare t_i, cioè la temperatura minima che il fluido convogliato può raggiungere, noti L, G, R, t_a, t'_i;

b) ricavare R e quindi lo spessore di isolante occorrente, noti L, G, t_a, t'_i, t_i;

c) valutare la portata minima G che è necessario far passare nella tubazione perché l'acqua non geli, essendo noti L, R, t_a, t'_i, t_i.

È ovvio che se l'acqua è ferma nelle tubazioni (caso delle reti di acqua antincendio o delle reti di acqua industriale e potabile nelle quali il flusso si interrompa per un tempo piuttosto lungo), il pericolo di gelo è più grave: in tali casi, le tubazioni devono essere interrate. Questa soluzione è sempre consigliabile per le tubazioni dell'acqua che passano all'esterno dei fabbricati o in locali non riscaldati.

b) Rivestimenti coibenti propriamente detti

Consideriamo ora il caso in cui si debbano limitare gli *scambi di calore* fra un fluido a temperatura diversa da quella ambiente e l'ambiente stesso.

Ovviamente, lo spessore dell'isolante deve essere tale che la somma dei costi annui per il calore disperso e per l'esecuzione del rivestimento (9) risulti minima.

(9) Si trascurano, per semplicità, i costi di manutenzione.

Il costo del calore disperso vale:

(33.10) $$C_Q = Q \cdot n \cdot c \qquad \text{(Lit/anno)}$$

dove:
Q = calore disperso attraverso un tratto lungo L di isolante (kcal/h o W);
n = numero di ore annue di funzionamento (h/a);
c = costo unitario del calore disperso (Lit/kcal o Lit/Wh).

Nella (33.10), la quantità di calore Q che attraversa il rivestimento isolante è data dall'espressione (33.4).

Quest'ultima espressione, se si trascura l'adduzione esterna di calore (10) – essenzialmente dovuta, nei casi in esame, alla propagazione liminare – si semplifica nella

(33.4 bis) $$Q = \frac{2\pi\chi\left(t_i - t_a\right)L}{\ln\frac{r_e}{r_i}}$$

Il costo in opera dell'isolante può essere determinato con la

(33.11) $$C_i' = \pi\left(r_e^2 - r_i^2\right) L\, c_i \frac{1}{a_{\overline{ni}}} \qquad \text{(Lit/anno)}$$

dove:
r_e = raggio esterno del rivestimento (m);
r_i = raggio interno del rivestimento (m);
L = lunghezza della tubazione (m);
c_i = costo unitario del rivestimento in opera (Lit/m^3);
$1/a_{\overline{ni}}$ = termine unitario di ammortamento, in n anni, al tasso di interesse i.

Al valore C_i' ottenuto dalla (33.11) si deve aggiungere in genere il costo (Lit/anno) del rivestimento esterno in lamiera:

(33.12) $$C_i'' = 2\pi r_e L c_r \frac{1}{a_{\overline{ni}}}$$

dove, oltre ai termini noti, c_r misura il costo unitario del rivestimento in opera (Lit/m^2).

In totale, quindi, il costo corrispondente al rivestimento vale:

(33.13) $$C_i = C_i' + C_i''$$

Si tratta di trovare il valore di r_e e quindi dello spessore dell'isolante $r_e - r_i$ (fig. 33.22), che rende minima la somma

(33.14) $$C = C_Q + C_i$$

(10) Ciò che è lecito fare quando le tubazioni sono installate in atmosfera praticamente calma.

Da un punto di vista teorico, si potrebbe determinare il valore di r_e che rende minimo il costo dell'espressione (33.14) annullando la derivata prima di C (la funzione C ha sempre un solo minimo).

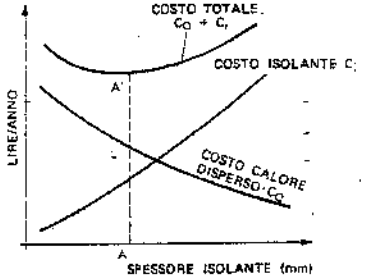
In pratica, però, la funzione C_Q dipende da molti elementi non esprimibili in funzione della variabile r_e.

Tali elementi sono:
– l'ammortamento degli impianti;
– il costo del combustibile consumato;
– il costo della mano d'opera per la conduzione degli impianti generatori-distributori;
– il costo dell'energia elettrica consumata per il funzionamento degli impianti;
– il costo dell'acqua trattata, necessaria per il funzionamento degli impianti;
– il costo della manutenzione degli impianti.

Il valore di r_e che rende minima la funzione C può essere determinato per via grafica. A tale fine, si costruiscono per punti, su un diagramma cartesiano avente per ascisse i valori crescenti di r_e e per ordinate i valori crescenti dei costi unitari, le curve C_Q, C_i e $C = C_Q + C_i$: il valore di r_e, relativo al minimo della curva C, corrisponde allo spessore più economico del rivestimento coibente considerato (fig. 33.23).

c) Rivestimenti antistillicidio

Scopo dei rivestimenti antistillicidio è quello, come già detto, di evitare la condensazione del vapore acqueo atmosferico sulle superfici esterne delle tubazioni. Tale condensazione si evita aumentando, a mezzo dell'isolamento termico, la temperatura superficiale delle superfici esterne a contatto con l'aria atmosferica.



A = spessore isolante a cui corrisponde il costo totale annuo minimo (AA'), cioè lo spessore più economico.

Fig. 33.23 – Determinazione grafica del valore ottimale di r_e.

Apriamo una breve parentesi per richiamare alcune nozioni sull'*aria umida*.

L'aria atmosferica limpida (cioè senza nebbia) è una miscela di aria secca e di vapor d'acqua. Tale miscela è detta *aria umida*. Le proprietà dell'aria umida sono riassunte in un diagramma di Mollier per l'aria umida, riportato in fig. 33.24: la versione **a** del diagramma è in unità internazionali, la versione **b** in unità tecniche.

Tale diagramma è riferito alla pressione normale di 101.325 Pa e ad una miscela contenente 1 kg di *aria secca*.

Il diagramma permette di risolvere graficamente e speditamente tutti i problemi relativi all'aria umida.

Il vapore contenuto nell'aria umida è generalmente surriscaldato, cioè ha una pressione parziale inferiore a quella del vapore saturo avente la stessa temperatura. Aggiungendo del vapore nell'aria umida, la pressione parziale del vapore stesso aumenta fino a raggiungere la pressione corrispondente a quella del vapore saturo: a questo punto, l'aria umida è satura di vapore, cioè non è più in grado di ricevere altro vapore oltre a quello che già contiene. Ulteriori dosi di umidità rimangono nell'aria sotto forma di nebbia.

Un altro modo di rendere satura l'aria umida è quello basato sul suo raffreddamento.

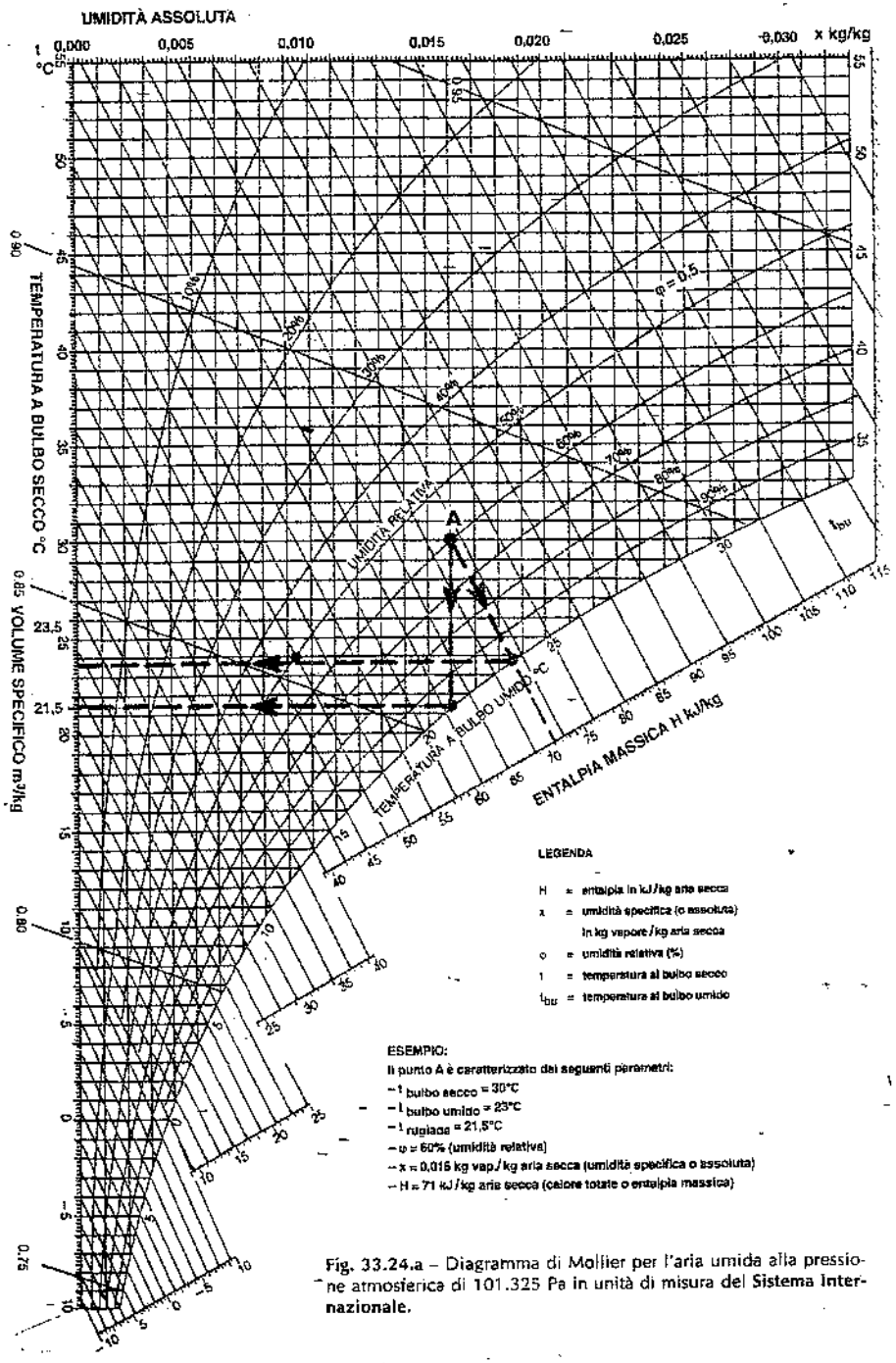


Fig. 33.24.a – Diagramma di Mollier per l'aria umida alla pressione atmosferica di 101.325 Pa in unità di misura del Sistema Internazionale.

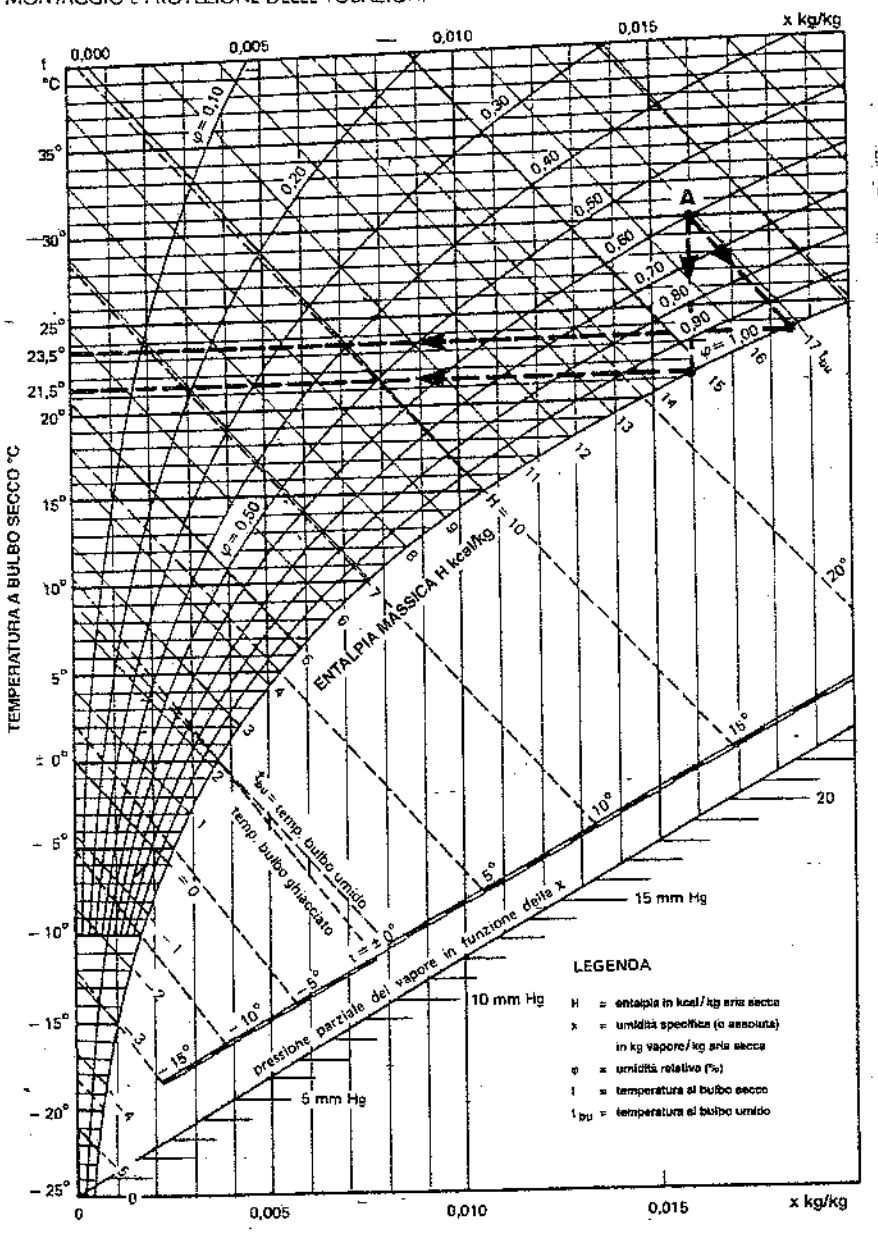


Fig. 33.24.b – Diagramma di Mollier per l'aria umida alla pressione atmosferica di 1 bar in unità di misura del Sistema Tecnico.

Raffreddando dell'aria umida fuori dal contatto di sorgenti di vapore, la pressione parziale del vapore della miscela rimane costante, ma diminuisce la sua temperatura. Il vapore si raffredda sino a raggiungere la temperatura del vapore saturo corrispondente alla sua pressione: a questo punto l'aria umida è satura.

La temperatura alla quale l'aria umida diventa satura è detta *temperatura di rugiada* o *punto di rugiada*.

– Raffreddando ulteriormente l'aria al di sotto della temperatura di rugiada, si ottiene la condensazione del vapore.

Le grandezze fondamentali relative all'aria umida sono le seguenti (riferite a 1 kg di aria secca):

a) *temperatura al bulbo secco* t: temperatura segnata da un termometro normale posto nell'aria atmosferica;
b) *temperatura al bulbo umido* t_{bu}: temperatura segnata da un termometro con bulbo avvolto in una garza umida, posto nell'aria atmosferica (v. capitolo 48 § 13);
c) *temperatura di rugiada* t_{rug}: temperatura già definita;
d) *umidità specifica o assoluta* x: quantità di vapore, misurata in grammi o in chilogrammi, contenuta in 1 kg di aria secca (g vapore/kg aria secca oppure kg vapore/kg aria secca);
e) *umidità relativa* φ: rapporto, espresso in percentuale, tra l'umidità specifica effettiva dell'aria umida considerata e l'umidità specifica che l'aria umida avrebbe se fosse satura;
f) *entalpia* o *calore totale* H: è la somma, espressa in kJ/kg di aria secca, dei sottoindicati addendi:
   1) calore necessario per portare 1 kg di aria secca da 0°C e 101.325 Pa alla temperatura dell'aria umida t: 1kJ / (°C·kg)· t (1kJ/ °C·kg di aria secca è il calore specifico dell'aria);
   2) calore necessario per vaporizzare l'umidità assoluta x contenuta nell'aria umida supposta a 0°C : 2500·x [2500 kJ/kg di vapore a 0°C è il calore di vaporizzazione];
   3) calore necessario per surriscaldare l'umidità x da 0°C alla temperatura dell'aria umida t: 1,9·t· x [1,9kJ /°C·kg di vapore è il calore specifico del vapore surriscaldato];
   complessivamente, dunque : H = (1· t+2500 ·x +1,9 ·t·x) kJ/kg di aria secca;
g) *volume specifico* v : è il volume dell'aria umida contenente 1 kg di aria secca e x kg di vapore.

Sul diagramma di Mollier di fig. 33.24, le rette orizzontali collegano punti a temperatura costante, mentre le rette verticali passano per punti di umidità assoluta x costante; le rette oblique uniscono punti a entalpia H costante; le curve sono caratterizzate da umidità relativa φ costante.

Applichiamo ora al caso che qui ci interessa le nozioni sopra-ricordate ed in particolare il principio secondo il quale mettendo a contatto l'aria umida (supposta costante la pressione atmosferica) con una superficie asciutta, a temperatura minore dell'aria, la miscela aria-vapore si raffredda. Al diminuire della temperatura della miscela, l'umidità assoluta rimane costante, mentre l'umidità relativa (misurata in %) aumenta. L'umidità assoluta rimane costante fino a quando l'umidità relativa è minore del 100% (fig. 33.24).

Continuando l'abbassamento di temperatura, l'umidità relativa raggiunge il 100% (punto di rugiada): a tale punto, basta un piccolo abbassamento di temperatura per provocare la condensazione del vapore, con conseguente diminuzione dell'umidità assoluta.

Tale fenomeno avviene sulla superficie di un tubo nudo (cioè non isolato termicamente) allorché è percorso da un fluido a temperatura minore del punto di rugiada dell'aria atmosferica che circonda il tubo. Quando la temperatura del fluido è inferiore a 0°C, l'eventuale rugiada formatasi si trasforma in brina. Riportiamo nella tab. 33.II i valori dei punti di rugiada (arrotondati al mezzo grado) di alcuni tipi di aria atmosferica. Come si può rilevare, il punto di rugiada sale:

– con l'aumentare della temperatura dell'aria, a parità di umidità relativa;
– con l'aumentare dell'umidità relativa, a parità di temperatura dell'aria.

Il punto di rugiada è quindi tanto più alto quanto più elevate sono la temperatura e l'umidità dell'aria, cioè in estate.

Tabella 33.II – Punti di rugiada di alcuni tipi di aria alla pressione atmosferica di 10^5 Pa.

Condizioni termoigrometriche della miscela aria + vapore		Punto di rugiada
Temperatura °C	Umidità relativa %	°C
0	60	−6
0	75	−3,5
0	90	−1,5
10	60	3
10	75	6
10	90	8,5
20	60	12
20	75	15,5
20	90	18,5
25	60	16,5
25	75	20
25	90	23,5
30	60	21,5
30	70	24
30	80	26
32	60	23,5
32	70	26
32	80	28,5
34	60	26
34	70	28
34	80	30,5

La formazione di rugiada sulla superficie esterna di una tubazione nuda, percorsa da un fluido freddo, può solo essere evitata, come già detto, isolando termicamente la tubazione, in modo da innalzare la temperatura superficiale della tubazione isolata al di sopra del punto di rugiada dell'aria atmosferica nella quale si trova la tubazione stessa. Lo spessore del rivestimento coibente si calcola nel modo sottoindicato. Siano:

r_e = raggio esterno del rivestimento (m);
r_i = raggio interno del rivestimento, pari al raggio esterno del tubo (m);
L = lunghezza della tubazione (m);
χ, h_i, h_e, t_i, t_e, t_a = grandezze fisiche già definite in precedenza.

Il calore entrante in una tubazione di lunghezza L è dato dalla (33.2), essendo $t_i < t_e$:

$$Q = \frac{2\pi (t_a - t_i)}{\frac{1}{h_i r_i} + \frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e r_e}} \cdot L \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.15}$$

Nel caso di acqua fluente nella tubazione, il valore di h_i è dell'ordine di grandezza di 2500 kcal/h·m²·°C ovvero 3000 W/m²·°C, per cui il termine $1/h_i \cdot r_i$ è trascurabile.

Il calore Q può pure essere calcolato mediante la formula:

$$Q = h_e\, 2\, \pi\, r_e\, L\, (t_a - t_e) \qquad \text{(kcal/h o W)} \tag{33.16}$$

Il valore di h_e, per tubi in aria tranquilla, è dato, con sufficiente approssimazione, da:

(33.17) $h_e = 8{,}2 + 0{,}0073 \cdot t \cdot \sqrt[3]{t}$ (kcal/h·m²·°C)

ovvero:

(33.17 bis) $h'_e = 9{,}5 + 0{,}0085 \cdot t \cdot \sqrt[3]{t}$ (W/m²·°C)

ove t è la temperatura superficiale esterna del tubo isolato. Uguagliando la (33.15) con la (33.16), si ha:

(33.18) $$\frac{(t_a - t_i)}{\frac{1}{\chi} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e \cdot r_e}} = h_e \cdot r_e \cdot (t_a - t_e)$$ (kcal/h o W)

Nella (33.18) le incognite sono t_e, r_e. Fissato t_e, che deve essere maggiore della temperatura di rugiada dell'aria circostante la tubazione, si ricava per tentativi r_e, e quindi lo spessore $s = r_e - r_i$ del rivestimento coibente, capace di garantire una temperatura superficiale sul rivestimento stesso maggiore del punto di rugiada.

33.7. DILATAZIONI TERMICHE DELLE TUBAZIONI

Nel caso di trasporto di fluidi caldi, le tubazioni sono soggette a variazioni termiche che determinano allungamenti e contrazioni delle tubazioni stesse: tali dilatazioni dipendono dal coefficiente di dilatazione lineare del materiale costituente i tubi, dalla lunghezza dei tubi e dal salto di temperatura (11). Le tubazioni devono essere sottoposte a calcoli di verifica, al fine di stabilire se gli sforzi che si generano durante le dilatazioni possono deformare le tubazioni con pericoli di rottura oppure determinare spinte inammissibili sugli impianti ai quali le tubazioni sono collegate.

In pratica, si installano appositi *compensatori* (fig. 33.27) aventi la funzione di assorbire le dilatazioni delle tubazioni, determinate da variazioni di temperatura per causa del fluido trasportato e/o dell'ambiente.

(11) Senza soffermarci sulle diverse procedure che consentono di calcolare le sollecitazioni indotte nelle tubazioni dalle dilatazioni termiche, ricordiamo soltanto che:

- la dilatazione di una tubazione rettilinea libera ad un estremo e lunga L è data dalla:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t$$

dove α, coefficiente di dilatazione termica, dipende dalla natura del materiale;

- lo sforzo di compressione a cui è soggetta una tubazione rigidamente ancorata ai due estremi vale:

$$\sigma_c = \alpha \cdot E \cdot \Delta t = F/S$$

dove F è la forza esercitata dalla tubazione e S la sezione di quest'ultima.

Il grafico di fig. 33.25 consente di valutare la dilatazione unitaria di tubi costituiti da materiali metallici diversi.

Lo spostamento dell'estremità di una tubazione non rettilinea, supposta fissa l'altra estremità (fig. 33.26), si può valutare graficamente: tale spostamento sta infatti sulla congiungente i due punti di estremità della tubazione e la sua entità è ancora data dalla $\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta t$, nella quale L misura la distanza (in linea retta) fra il punto fisso e l'estremità libera della tubazione. Allo spostamento dovuto alla dilatazione termica si devono sommare vettorialmente gli spostamenti dovuti a vibrazioni e sollecitazioni esterne.

Fra i vari tipi di compensatori adottati in pratica, citiamo i seguenti:

- *Compensatori a omega* od *a lira* (fig. 33.27): assorbono le dilatazioni assiali di tubazioni rettilinee. Possono essere installati su tubi di piccolo e grande diametro e con alte pressioni interne. Essi non richiedono manutenzione, ma presentano degli ingombri maggiori rispetto ai compensatori di seguito indicati e provocano perdite di carico non trascurabili. L'ingombro dei compensatori a omega può essere valutato con l'espressione empirica:

(33.19) $H = k \cdot \sqrt{f \cdot D}$

dove:

H = ingombro trasversale del compensatore;
k = costante;
f = freccia o deformazione assiale che può assorbire il compensatore;
D = diametro del tubo.

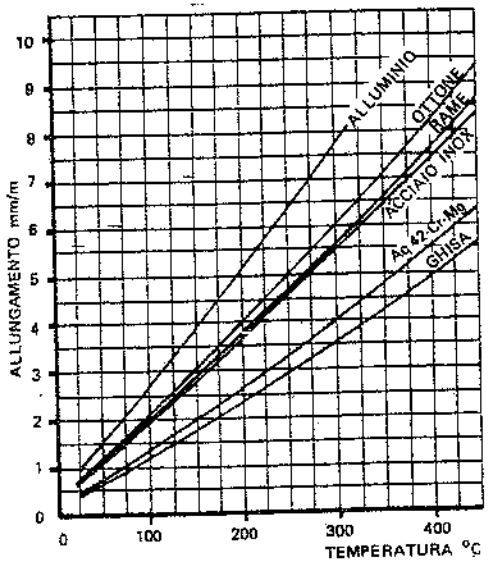


Fig. 33.25 – Coefficienti di dilatazione di alcuni materiali.

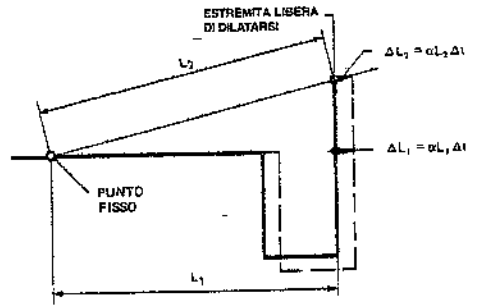


Fig. 33.26 – Determinazione grafica della dilatazione di una tubazione non rettilinea.

- *Compensatori assiali a soffietto* (33.28): sono costituiti da tronchi di tubi di acciaio legato (od inossidabile), aventi le pareti ondulate. La loro denominazione è dovuta alla modalità di funzionamento: essi sono in grado di assorbire esclusivamente le dilatazioni che avvengono lungo il loro asse longitudinale. Anche questi compensatori devono essere installati lungo i tratti rettilinei delle tubazioni, fra due punti fissi e con guide in corrispondenza degli attacchi, al fine di impedire degli spostamenti non assiali (trasversali). I compensatori a soffietto non richiedono manutenzione ed hanno ingombri e perdite di carico limitati. Le estremità sono a flangia o lisce (cioè da saldare).
- *Compensatori a snodo a soffietto* (fig. 33.29): sono costituiti, come gli assiali, da tronchi di tubo in acciaio legato (o inox) a pareti ondulate. Il loro funzionamento però è diverso da quelli assiali. Infatti, mentre i compensatori assiali sono in grado di deformarsi esclusivamente lungo l'asse longitudinale, i compensatori a

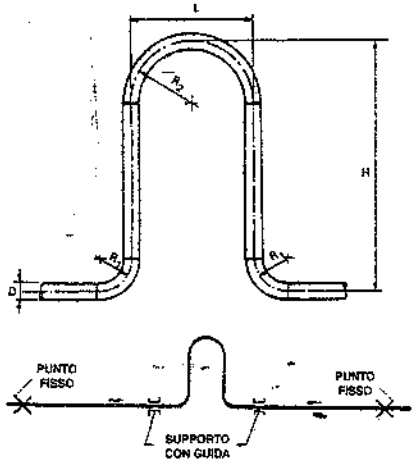


Fig. 33.27 – Compensatore a omega o a lira.

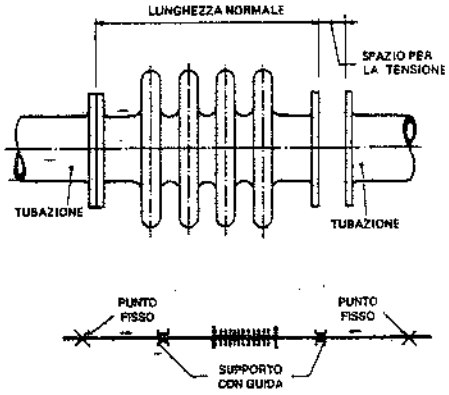


Fig. 33.28 – Compensatore assiale a soffietto.

snodo si deformano solo trasversalmente al loro asse longitudinale (12). Tali deformazioni trasversali avvengono grazie alla presenza di leve a snodo, che impediscono le deformazioni assiali. Gli angoli di rotazione delle leve a snodo variano in base al numero di onde dei soffietti dei compensatori. Le spinte indotte sugli eventuali punti fissi sono trascurabili.

I compensatori a omega, assiali ed a snodo sono generalmente montati con pretensione (o predeformazione) al fine di sfruttare al massimo le loro prestazioni. Pertanto, ogni compensatore deve essere installato con una deformazione contraria a quella che dovrà subire durante la dilatazione. Per esempio, se la dilatazione totale da assorbire è uguale a D, il compensatore deve essere montato con una predeformazione pari a D/2.

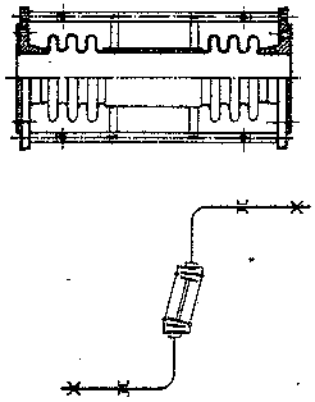


Fig. 33.29 – Compensatore a snodo.

(12) Conseguentemente, essi sono installati a 90° rispetto ai tratti rettilinei delle tubazioni interessate.

34. Fonti di approvvigionamento dell'acqua

34.1. MODALITÀ DI DERIVAZIONE

La disponibilità o meno dei quantitativi di acqua richiesti dalle utenze è determinante per la scelta della località in cui insediare un complesso industriale, sia pure nel quadro della programmazione regionale o nazionale; ragione per cui, prima di impiantare un nuovo stabilimento, si deve sempre affrontare il problema del rifornimento idrico.

In linea generale, le fonti di approvvigionamento dell'acqua sono le seguenti:
- acquedotti pubblici;
- acque superficiali (mare, fiumi, canali, laghi);
- falde sotterranee (freatiche e artesiane).

La scelta della fonte di alimentazione dipende da diversi fattori, variabili per ciascun stabilimento e per le varie località. Fra i più importanti ricordiamo: il fabbisogno di acqua e le caratteristiche chimico-fisiche ad essa eventualmente richieste dai processi tecnologici; la profondità delle falde sotterranee e la relativa ricchezza d'acqua (ammesso che l'acqua del sottosuolo sia utilizzabile per le esigenze dello stabilimento); la vicinanza di acquedotti, fiumi, laghi, mare, ecc.; il costo dell'acqua ottenuta da una delle fonti sopra citate.

Negli stabilimenti industriali si ricorre – ove possibile – a soluzioni miste, quali l'allacciamento all'acquedotto pubblico per l'acqua potabile e la costruzione di pozzi o la derivazione da fiumi, laghi, mare per l'acqua industriale.

Riteniamo opportuno evidenziare che, in Italia, la ricerca e l'utilizzazione delle acque sotterranee sono vincolate da numerose leggi, fra le quali citiamo le seguenti:
1) R.D. 11 dicembre 1933, n. 1775, "Approvazione del testo unico delle disposizioni di legge sulle acque e sugli impianti elettrici".
2) D.P.R. 3 agosto 1968 "Approvazione del piano regolatore generale degli acquedotti", la cui attuazione è regolata da 17 decreti del ministero dei lavori pubblici, datati 14 luglio 1969, per altrettante regioni a statuto ordinario (nelle regioni a statuto speciale il vincolo per le acque appartenenti al demanio regionale è disposto con provvedimento dei competenti organi regionali).

3) D.P.R. 15 gennaio 1972, n. 8, con il quale alcune competenze in materia di uso delle acque sono state delegate alle regioni a statuto ordinario.
4) D.P.R. 24 luglio 1977, n. 616 (artt. 90 e 91), che – precisate le funzioni riservate allo stato – delega alle regioni le funzioni relative alla tutela, disciplina e utilizzazione delle risorse idriche.
5) Legge 18 maggio 1989, n. 183, "Norme per il riassetto organizzativo e funzionale della difesa del suolo", la quale ripartisce il territorio nazionale in bacini idrografici aventi come obiettivo, per quanto concerne il comparto acqua, la razionale utilizzazione delle risorse idriche superficiali e profonde (1).
6) D.Lgs. 12 luglio 1993, n. 275, "Riordino in materia di concessione di acque pubbliche": introduce una distinzione fra grandi e piccole derivazioni di acqua; e precisamente – per quanto qui interessa – se l'acqua è destinata ad usi potabili oppure a utenze industriali oppure è prelevata per costituire scorte antincendio, la derivazione è considerata *grande* quando eccede i 100 l/s. I concessionari delle derivazioni di acqua devono installare e mantenere in regolare stato di funzionamento idonei dispositivi per la misurazione delle portate prelevate. Viene inoltre introdotto il principio secondo il quale l'utilizzo di acque prelevate da sorgenti o da falde può essere consentito per usi diversi da quello potabile soltanto nei casi di ampia disponibilità di tale risorsa o di accertata carenza di fonti alternative di approvvigionamento.
7) Legge 5 gennaio 1994, n. 36, "Disposizioni in materia di risorse idriche": precisa che "tutte le acque superficiali e sotterranee sono pubbliche ed il loro uso per il consumo umano è prioritario rispetto agli altri usi. Questi ultimi sono ammessi quando la risorsa è sufficiente ed a condizione che non ledano la qualità dell'acqua per il consumo umano". Le regioni, inoltre, sono tenute ad adottare programmi per il risparmio idrico ("prevedendo incentivi ed agevolazioni alle imprese che si dotino di impianti di riuso e di riciclo ovvero utilizzino acque reflue trattate"), nonché per realizzare acquedotti a uso industriale (2).
   Le concessioni di derivazioni ad uso industriale hanno durate non superiori a 15 anni e possono essere condizionate alla attuazione di risparmio idrico mediante il riciclo o il riuso dell'acqua, tenuto conto delle migliori tecnologie applicabili al caso specifico.
   La legge, inoltre, introduce i concetti di bacini idrografici ottimali e di gestione del ciclo integrale delle acque (distribuzione, risparmio, riuso, depurazione e fognatura) ed indica il canone per le acque pubbliche prelevate per usi industriali; tale canone è ridotto del 50% se viene attuato un riuso delle acque a ciclo chiuso (reimpiegando le acque risultanti a valle del processo produttivo) o se si restituiscono le acque di scarico con le medesime caratteristiche qualitative di quelle prelevate.
   Qualora l'acqua sia utilizzata solo per servizi igienici e antincendio relativi alle industrie, il corrispettivo è di 1,5 milioni di lire per ogni modulo.

(1) Molte regioni, a loro volta, hanno subdelegato alle province le autorizzazioni per la ricerca e le concessioni per l'estrazione e l'utilizzazione delle acque sotterranee destinate ad usi diversi da quelli domestici.

(2) A titolo di esempio, citiamo la legge regionale 12 aprile 1994, n. 4, con la quale la regione Piemonte ha disciplinato le utilizzazioni delle acque sorgive, di falda freatica e di falda in pressione, riservando l'uso di queste ultime a fini potabili e consentendolo per impieghi diversi solo in forma precaria, in carenza di acque superficiali e di falda freatica.

Infine, l'utilizzo dell'acqua per usi potabili è regolato dalle seguenti norme:
- D.P.R. 3 luglio 1982, n. 515, "Attuazione della direttiva CE n. 75/440 concernente la qualità delle acque superficiali destinate alla produzione di acqua potabile";
- D.P.R. 24 maggio 1988, n. 236, "Attuazione della direttiva CE n. 80/778 concernente la qualità delle acque destinate al consumo umano".

Derivazione da acquedotto

Per la derivazione dell'acqua da un acquedotto pubblico, occorre prevedere un allacciamento del tipo schematizzato nella fig. 34.1. La società che gestisce l'acquedotto provvede ad installare una saracinesca dentro un pozzetto esterno al recinto dello stabilimento, regolandola e piombandola in relazione alla portata e pressione richieste. In un pozzetto interno alla recinzione viene sistemato, fra due saracinesche, un contatore del tipo a mulinello (per portate superiori a circa 5 m^3/h) o del tipo a turbina (per portate inferiori): la fig. 34.2 riporta gli schemi di tali contatori. Quando il contatore deve essere controllato o sostituito (ad esempio perché avariato), si apre temporaneamente la saracinesca (che di solito è piombata) installata sul *by-pass*; tale saracinesca viene richiusa una volta ripristinato il contatore. Sono disponibili contatori a mulinello che consentono di fare a meno della tubazione di by-pass (e relativa saracinesca) in quanto hanno un coperchio estraibile per la revisione del gruppo misuratore, senza necessità di rimuovere il corpo del contatore. Per consentire l'afflusso dell'acqua anche durante la revisione del gruppo misuratore, il coperchio estraibile viene provvisoriamente sostituito con una apposita flangia cieca.

Derivazione da acque superficiali

Il prelievo di acqua dal *mare* avviene in genere mediante una o più condotte che si protendono ad opportuna distanza dalla riva ed una stazione di pompaggio situata sulla terraferma (fig. 34.3). L'acqua, convogliata entro tubazioni di cemento armato o di acciaio rivestite internamente ed esternamente in conglomerato cementizio, giunge, attraverso griglie fisse e rotanti, ad una vasca di accumulo. Di qui, le pompe la prelevano e la inviano alle utenze oppure all'impianto di dissalazione. In entrambi i casi, l'acqua viene clorata, per impedire la crescita di alghe e mitili sulle pareti dei manufatti.

I prelievi di acqua dai *laghi* sono affidati a opere di presa disposte a distanze dal fondo tali che non si abbiano:
- richiami apprezzabili di vegetazione o torbidità;
- escursioni notevoli della temperatura.

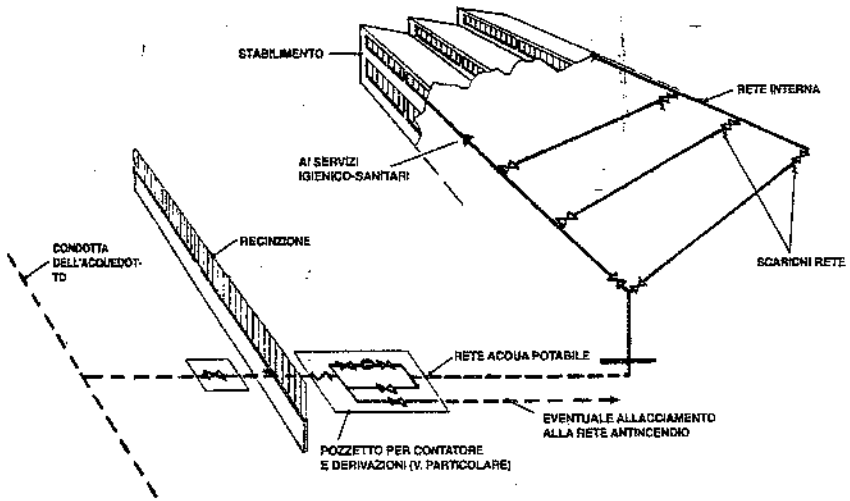
Sovente, l'opera di presa è dotata di aperture disposte ad altezze diverse e regolabili, in previsione di escursioni del livello d'acqua.

Per l'attingimento da *acque dolci superficiali* (quali fiumi e canali) si prospettano due casi fondamentali:

caso a): il livello dell'acqua in corrispondenza delle derivazioni rimane all'incirca costante nel tempo (ad esempio, canale a regime regolato);

caso b): il livello subisce variazioni notevoli (ad esempio, da una stagione all'altra).

Nel primo caso, il prelievo dell'acqua avviene mediante un canale di derivazione ed una paratoia di regolazione della portata.



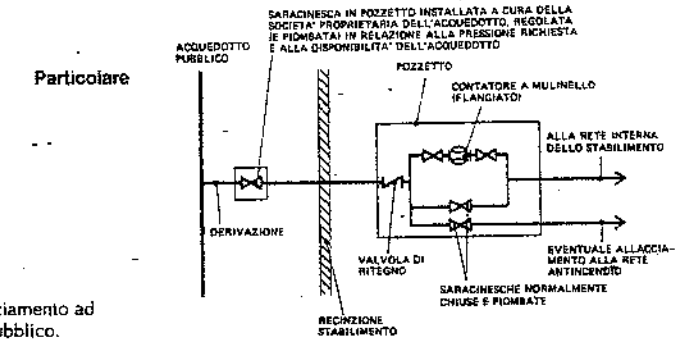


Fig. 34.1 – Allacciamento ad un acquedotto pubblico.

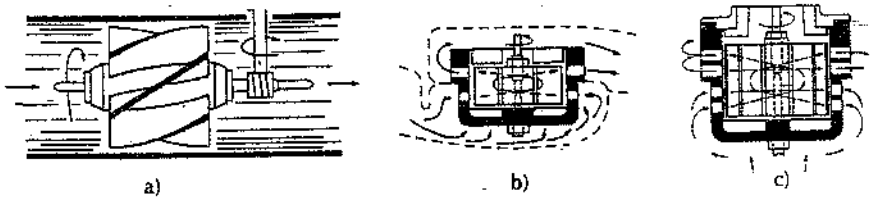
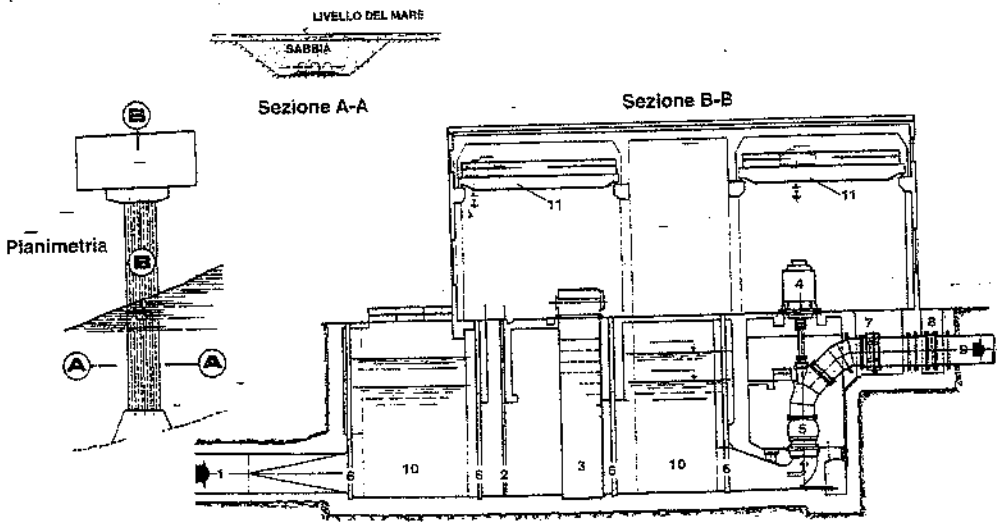


Fig. 34.2 – Contatori per acqua fredda: a) a mulinello, per diametri di 50÷500 mm; b) a turbina, per diametri ≤50 mm; c) a turbina, per diametri di 80÷150 mm.



1 – Tubazione di adduzione – 2. Griglia fissa – 3. Griglia rotante – 4. Motore elettrico pompa – 5. Pompa – 6. Paratoia – 7. Valvola a farfalla – 8. Giunto di espansione – 9. Tubazione di mandata – 10. Vasca di accumulo – 11. Carroponte.

Fig. 34.3 – Opera di presa e stazione di pompaggio di acqua marina.

Nel secondo caso, oltre al canale ed alla paratoia, si realizza anche una diga (a valle della derivazione), avente lo scopo di assicurare una certa costanza di livello in corrispondenza del punto di presa (fig. 34.4). Tale diga può essere realizzata con o senza paratoie mobili (piane, verticali, sollevabili con argano a mano o a motore, oppure a settori circolari).

La fig. 34.4 illustra un esempio di derivazione di acqua da un fiume; sono visibili:

- lo sbarramento sul fiume;
- la paratoia (fissa o mobile);
- il canale di derivazione, la cui prima parte ha una sezione maggiore per facilitare il deposito dei materiali solidi sospesi nell'acqua (ghiaia, sabbia, ecc.);
- uno sfioratore, per scaricare a valle della diga i "surplus" di acqua derivata;
- uno scarico di fondo per la pulizia del primo tratto del canale di derivazione (anche tale scarico si ricollega al fiume a valle della diga).

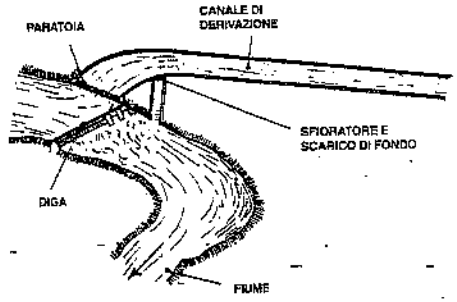


Fig. 34.4 – Opere di presa da un corso d'acqua.

Il canale è generalmente realizzato in cemento armato e può avere forma rettangolare o trapezia, raramente semicircolare.

Fra le numerose formule utilizzate in pratica per definire la sezione e la pendenza dei canali, ricordiamo quella di Chezy:

$$V = \chi \cdot \sqrt{R \cdot i} \qquad (34.1)$$

dove:

V = velocità media (m/s);

R = raggio medio della sezione (in metri), rapporto fra l'area della sezione liquida (di qualsiasi forma) ed il contorno bagnato (3);

i = pendenza del fondo del canale (in metri/metro di lunghezza del canale);

χ = coefficiente che dipende dalle condizioni di scabrezza delle pareti e dal raggio medio; fra le diverse espressioni proposte per il coefficiente χ, riportiamo quella di Kutter:

$$\chi = \frac{100\sqrt{R}}{m + \sqrt{R}} \qquad (34.2)$$

La tab. 34.I fornisce i valori di m per alcune categorie di pareti, nonché i valori di χ in funzione di tali valori di m e per alcuni valori di R.

Sovente è nota la portata Q (in m^3/s) che si deve derivare; si fissa la velocità V dell'acqua nel canale in modo da ottemperare alle seguenti esigenze contrapposte: che non sia così bassa da consentire il deposito delle sostanze solide sospese nell'acqua e non sia così elevata da provocare erosioni sul fondo e sulle pareti; sovente si assume V = 0,4÷1,2 m/s nel caso di canali con pareti e fondo in cemento, calcestruzzo, muratura di pietrame, roccia; per canali scavati in terreni sciolti (sabbie e terre leggere) la velocità media non dovrebbe superare 0,3 m/s; in terreni compatti (argille, terre forti) 0,6 m/s; in terreni ghiaiosi si può arrivare a 0,9 m/s.

La presenza di sostanze solide in sospensione vincola il limite inferiore della velocità (per evitare depositi): per tale motivo, non si dovrebbe scendere sotto 0,25 m/s con acque fangose e sotto 0,5 m/s per acque sabbiose.

Nota V, si ricava l'area della sezione liquida A = Q/V e si impone che tale sezione offra la minima resistenza al moto del liquido e cioè che, a parità di area, presenti il minimo valore del contorno bagnato: questa condizione è soddisfatta dalla forma circolare o semicircolare meglio che da ogni altra sezione. Però, poiché la forma circolare non risulta di pratica realizzazione, il più delle volte si deve ripiegare su canali a sezione rettangolare; in tale caso, la sezione di minima resistenza ha larghezza doppia dell'altezza: è pertanto possibile calcolare i due lati della sezione bagnata e quindi anche il relativo raggio medio R. Ricavato χ dalla (34.2) o dalla tab. 34.I, si determina la pendenza da assegnare al canale.

(3) Nei tubi circolari a sezione piena, R = D/4, dove D è il diametro interno del tubo. Nelle sezioni rettangolari R = ab/(a+2b), dove a è la base e b l'altezza della sezione liquida. Come è noto, nel caso di tubi o condotte circolari completamente piene d'acqua, dalla (34.1) si ottiene:

$$i = \beta \frac{Q^2}{D^5}$$

dove:

D è il diametro interno della condotta (m);

β è un coefficiente ancora funzione del diametro e della scabrezza delle pareti della condotta.

Tabella 34.I - Valori dei coefficienti m e $\chi = \dfrac{100 \cdot \sqrt{R}}{m + \sqrt{R}}$

Forma della sezione	Natura delle pareti e del fondo	m	Valori di χ per R uguale a metri: 0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
Semicircolare	Cemento liciato con molte cure e manutenzione liscia	0,12	72,6	73,2	74,0	74,7	75,5	76,3	76,8	77,3	77,8	78,3	78,8	80,4	82,0	83,0	84,0	84,8	85,5	86,0	86,6	87,0	87,5	87,9	88,2	88,5	88,8	89,0	89,3
Semicircolare	Cemento come sopra	0,15	67,8	68,6	69,5	70,3	71,2	72,0	72,5	73,2	73,7	74,3	74,9	76,7	78,5	79,7	80,8	81,7	82,5	83,2	83,8	84,3	84,8	85,2	85,6	86,0	86,4	86,7	87,0
Rettangolare	Tavole di legno piallate	0,20	61,2	62,1	63,1	64,0	65,0	65,9	66,5	67,1	67,8	68,4	69,0	71,1	73,2	74,6	76,0	77,0	77,9	78,7	79,5	80,1	80,7	81,2	81,7	82,2	82,5	83,0	83,3
Rettangolare	Tavole di legno grezze; in muratura regolare con mattoni e pietre squadrate	0,25	55,8	56,8	57,0	58,9	59,1	60,0	60,8	61,5	62,2	63,0	63,5	64,1	66,7	68,7	70,4	71,6	72,6	73,9	74,8	75,5	76,4	77,0	77,7	78,1	78,6	79,2	79,5	80,0
Rettangolare	Muratura ordinaria, costruzione accurata (*)	0,35	47,5	48,5	49,5	50,5	51,5	52,5	53,2	53,9	54,7	55,3	56,1	58,6	61,0	62,7	64,4	65,7	66,9	67,9	68,9	69,7	70,5	71,2	71,9	72,5	73,0	73,5	74,0
Rettangolare	Muratura di pietrame ordinario non intonacato	0,45	41,3	42,3	43,3	44,3	45,2	46,2	46,9	47,6	48,3	49,1	49,8	52,3	54,9	56,7	58,4	59,8	61,1	62,2	63,3	64,2	65,1	65,8	66,5	67,2	67,8	68,4	68,9
Rettangolare	Calcestruzzo grezzo o pietrame ordinario, in cattive condizioni di manutenzione	0,55	36,4	37,6	38,8	39,6	40,5	41,3	42,1	42,8	43,5	44,2	44,8	47,0	49,0	51,0	52,4	53,9	55,2	56,4	57,4	58,5	59,4	60,3	61,2	61,9	62,6	63,3	63,9	64,5
Rettangolare	Costruzione poco accurata e manutenzione deficiente; fondo coperto da limo	0,75	29,5	30,7	31,8	32,5	33,6	34,0	34,8	35,4	36,1	36,7	37,3	40,0	42,3	44,1	45,7	47,2	48,5	49,7	50,8	51,8	52,7	53,6	54,4	55,1	55,8	56,5	57,2
Rettangolare	Muratura in abbandono; fango sul fondo	1,00	24,00	24,9	25,70	26,50	27,20	27,90	28,57	29,40	29,8	30,57	30,97	36,8	33,3	35,4	37,2	38,7	40,2	41,4	42,6	43,7	44,6	45,5	46,4	47,2	47,9	48,7	49,3	50,0
Trapezia	Scavati in roccia, grossolanamente spianata, con dimensioni irregolari (<1,5 m); canali in terra con vasione regolare, curve ampie, mancanza di vegetazione	1,25	20,20	21,00	21,70	22,4	23,0	23,6	24,2	24,8	25,3	25,8	26,3	28,3	30,0	32,2	33,6	34,9	36,1	37,2	38,3	39,2	40,1	40,9	41,7	42,4	43,2	43,8	44,4
Trapezia	Canali in terra in cattive condizioni di manutenzione, con vegetazione oppure con ghiaia grossa sul fondo	1,75	15,30	15,90	16,50	17,09	17,60	18,1	18,6	19,05	19,50	19,95	20,35	22,2	23,85	25,30	26,5	27,7	28,8	29,8	30,7	31,5	32,4	33,1	33,8	34,5	35,2	35,8	36,4
Trapezia	Canali in terra in pieno abbandono	2,50												19,07	17,98	19,14	20,20	21,15	22,00	22,9	23,7	24,4	25,1	25,7	26,3	26,8	27,5	28,0	28,6

(*) Curve pisitosto ampie, acqua non molto limpida, qualche deposito di limo.

In altri casi, sono note la portata e la pendenza del canale e si deve calcolare la sezione di quest'ultimo. Si assume una dimensione (altezza d'acqua sul fondo) oppure – per i canali rettangolari – si fissa il rapporto fra lunghezza del canale e altezza dell'acqua; è così possibile ricavare R, A, χ e verificare se il canale prescelto può smaltire la portata Q con la pendenza i, mediante la $Q = AV$. In caso contrario, si modifica il dimensionamento preliminare del canale fino a soddisfare i dati del problema.

Captazione da falde freatiche

Le falde freatiche sono costituite, com'è noto, da acque sotterranee a pelo libero, appoggiate su strati impermeabili. Per il prelievo dell'acqua da falde freatiche di poca profondità si ricorre ai pozzi tradizionali (a gola) con pareti in cemento. Nel caso di falde più profonde si ricorre invece a pozzi trivellati dei tipi citati nel § 34.2. La captazione dell'acqua dalle falde freatiche viene fatta per pompaggio.

Captazione da falde artesiane

Le falde artesiane sono costituite da acque sotterranee in pressione (in quanto incassate fra strati impermeabili): la captazione di acqua da tali falde avviene mediante pozzi dei tipi di seguito descritti.

L'acqua della falda può avere una pressione tale da non richiedere alcun pompaggio per il suo prelievo; quando invece, come avviene nella maggior parte dei casi, la pressione non è tale da far giungere l'acqua sopra la bocca del pozzo, si deve prevedere un impianto di pompaggio, analogo a quello per la captazione di acque da falde freatiche.

Nel paragrafo seguente esamineremo le caratteristiche e le modalità costruttive dei tipi di pozzo più frequentemente realizzati per la captazione di acque sotterranee per usi pubblici o industriali.

34.2. POZZI

In generale, la perforazione di un pozzo comporta l'esecuzione di due operazioni:

1) frantumazione del terreno mediante un utensile;
2) asportazione dei detriti prodotti. Quest'ultima operazione può essere di tipo discontinuo (*perforazioni a secco*) o continuo (*perforazioni a umido*).

I. PERFORAZIONI A SECCO

Pozzi Norton

Dai pozzi tradizionali, scavati a mano, aventi diametro interno minimo di 80 cm e profondità massima di circa 1 m sotto il livello della falda freatica, si è passati ai *pozzi Norton*, realizzati con tubi di acciaio muniti di puntazza, introdotti nel terreno a colpi di maglio. I tubi sono forati, per consentire il passaggio dell'acqua, ed hanno un diametro di 50÷100 mm. Raggiunta la falda acquifera, l'emungimento dell'acqua è ottenuto installando superiormente una pompa aspirante oppure mediante pompe

centrifughe ad asse orizzontale sistemate in prossimità del livello delle acque freatiche (al fine di ridurre l'altezza di aspirazione). Dato il sistema di introduzione delle condotte finestrate nel suolo, la profondità di tali pozzi supera raramente i 10 m. In conseguenza del continuo abbassarsi del livello delle falde acquifere e, quindi, della maggior difficoltà di aspirare l'acqua con normali pompe centrifughe, alcuni costruttori hanno approntato macchine che permettono di costruire pozzi Norton aventi diametri di 200 mm; in tali pozzi, la cui profondità può raggiungere 25÷30 m, è possibile installare pompe del tipo cosiddetto sommerso (v. § 34.3).

Pozzi a percussione

Un primo radicale miglioramento si è ottenuto con i *pozzi a percussione*, resi possibili dalla perfezionata tecnica di perforazione del terreno. Tali pozzi vengono realizzati con tubi di manovra di diametri via via decrescenti, introdotti nel terreno fino alla profondità delle falde acquifere, asportando il materiale dal loro interno mediante sonde od utensili a rotazione. All'interno dei tubi infissi nel terreno viene introdotta la colonna costituente il pozzo (4), cieca in corrispondenza delle formazioni prive di acqua e finestrata in corrispondenza delle falde acquifere, di diametro immediatamente inferiore a quello della più piccola colonna di trivellazione. Quindi, le colonne di manovra vengono estratte e, dopo un periodo di "spurgo" più o meno lungo, il pozzo è pronto a funzionare (fig. 34.5). Il diametro interno dei pozzi a percussione varia, in genere, da 200 a 700 mm (supera talvolta il metro nella parte iniziale del pozzo), mentre la profondità può raggiungere alcune centinaia di metri. Se l'avanzamento dei tubi di manovra è ottenuto imprimendo loro anche un movimento rotatorio, si

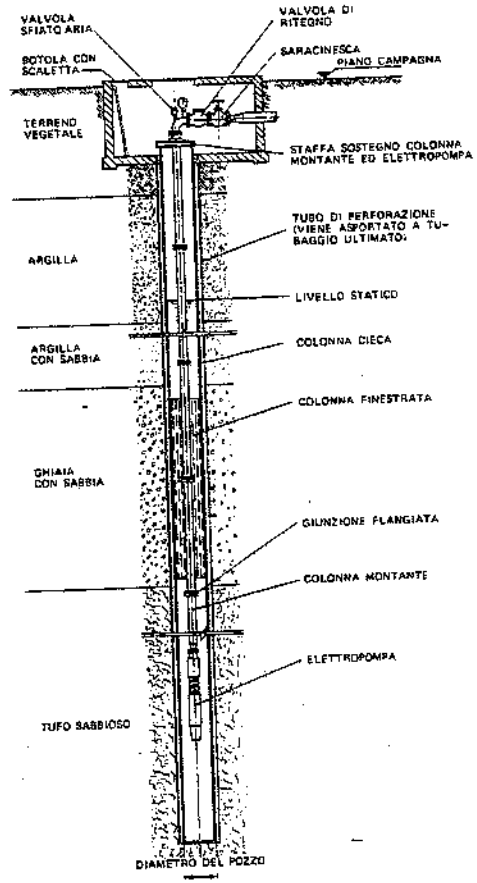


Fig. 34.5 – Pozzo a percussione con elettropompa sommersa installata nell'interno.

(4) L'introduzione nel terreno delle colonne costituenti il pozzo prende comunemente il nome di "tubaggio".

possono scavare pozzi di diametro e profondità ancora maggiori.

La captazione dell'acqua viene di solito effettuata mediante elettropompe sommerse.

Pozzi a percussione con finestratura in opera

Un altro sistema di perforazione a secco è quello che prevede l'infissione diretta nel terreno della colonna di rivestimento e la sua successiva finestratura in opera, in corrispondenza delle falde acquifere. In questo caso, gli stessi tubi di manovra costituiscono la colonna montante definitiva del pozzo: infatti, una volta introdotti i tubi (con un sistema di infissione a pressione costituito da martinetti idraulici ancorati nel terreno) si libera l'interno dal materiale contenuto; quindi si introduce un tagliatubi meccanico o idraulico che – mediante punzonatura – esegue, in corrispondenza delle falde acquifere, finestrature di forma e dimensioni adatte, in relazione alle caratteristiche del materiale presente nelle falde stesse.

Come è facile comprendere, tale tipo di trivellazione arreca il minimo disturbo alle formazioni attraversate, limita notevolmente il pericolo di franamenti (che negli altri sistemi di trivellazione a secco si manifesta soprattutto all'atto del recupero dei tubi di manovra) e consente di escludere con facilità le falde acquifere che non interessano.

Per contro, il sistema in esame non presenta i vantaggi connessi all'esistenza del manto drenante di ghiaietto siliceo che, in altri tipi di pozzi, viene introdotto attorno alla colonna montante definitiva: sotto tale punto di vista, il sistema risulta sconsigliabile nel caso di falde acquifere molto sabbiose.

Le profondità massime che si possono raggiungere con i pozzi a percussione e finestratura in opera, sono dell'ordine di 500÷600 m (impiegando colonne montanti di diametri variabili, e quindi con tubaggio definito "a telescopio").

Pozzi a drenaggio artificiale

Se il terreno è sabbioso, la colonna filtrante dei pozzi a percussione, costituita – come si è detto – da un tubo finestrato a contatto diretto con le formazioni attraversate, può facilmente intasarsi, riducendo, anche sensibilmente, la resa del pozzo. L'adozione di reti metalliche attorno alla colonna finestrata serve soltanto a ritardare il progressivo intasamento. Pertanto, nel caso di terreni sabbiosi (nei quali cioè non può avvenire un drenaggio naturale dell'acqua intorno alla colonna finestrata) e quando siano richieste portate d'acqua elevate, conviene ricorrere ai cosiddetti *pozzi a drenaggio artificiale*. Questi (fig. 34.6) sono realizzati affondando nel terreno tubi di manovra aventi – oltre certe profondità – diametri decrescenti: quando il diametro dei tubi di manovra supera i 600-700 mm (si arriva fino a diametri di 1500 mm), si imprime agli stessi, oltre al moto in senso assiale, anche un movimento rotatorio alternato, generalmente ottenuto a mezzo di martinetti idraulici; l'asportazione del materiale dall'interno dei tubi di manovra è di solito effettuata con sonde o con benne, a seconda della natura dei terreni attraversati. Successivamente, si infila la colonna costituente il pozzo (finestrata in corrispondenza delle falde idriche), coassiale con il foro: tra tale colonna ed i tubi di manovra si introduce del ghiaietto siliceo che assicura un vero e proprio drenaggio artificiale dell'acqua (di qui il nome del pozzo). L'interspazio fra i tubi di manovra e la colonna del pozzo non dovrebbe risultare minore di 150 mm: la misura effettiva viene scelta di volta in volta in base alle caratteristiche ed alla granulometria del materiale costituente le falde idriche.

Particolare importanza riveste la scelta della granulometria del ghiaietto siliceo, nonché la sua posa in opera: il ghiaietto viene immesso nell'intercapedine colonna-perforo, via via che si procede al recupero dei tubi di manovra (tale recupero si ottiene imprimendo ai tubi un movimento rotatorio alternato, a mezzo di martinetti idraulici).

In questi pozzi la colonna finestrata ha il solo scopo di trattenere il ghiaietto siliceo (che è il vero filtro): è così possibile adottare colonne con finestrature relativamente grandi, realizzando basse velocità dell'acqua e perciò minori perdite di carico e minori pericoli di intasamenti. In tali condizioni, il diametro effettivo del pozzo coincide con quello esterno al dreno artificiale: in genere, si adottano diametri di perforazione variabili da 1 m a 1,50 m. Si possono raggiungere profondità massime di 200÷300 m. Per la captazione dell'acqua si impiegano, in genere, elettropompe sommerse.

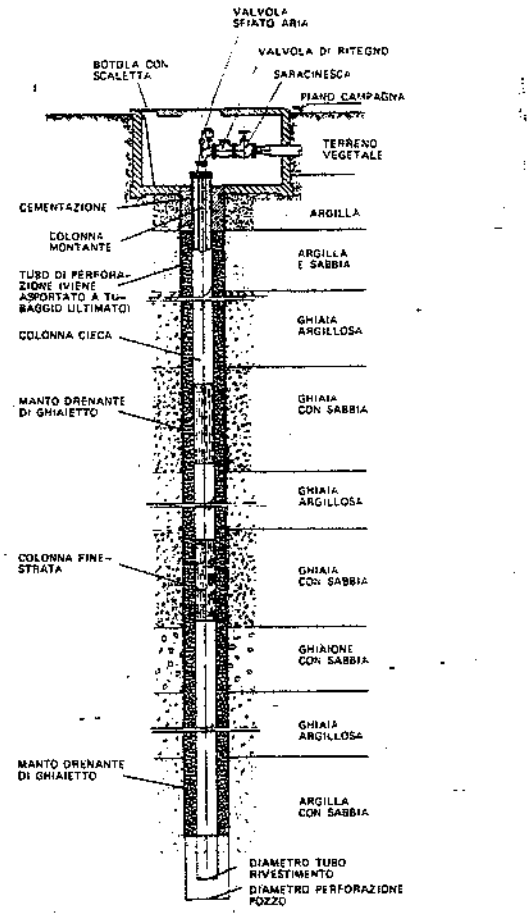


Fig. 34.6 – Pozzo a drenaggio artificiale.

Pozzi a raggere

Quando è disponibile una falda ricca di acqua e non molto profonda, si può ricorrere a *pozzi a raggere* orizzontali (fig. 34.7). Questi consistono in una serie di tubazioni filtranti orizzontali (installate in corrispondenza della falda acquifera) che convergono ad un pozzo in cemento armato, in cui sono sistemate pompe del tipo sommerso o ad asse verticale. Si installano fino a 8÷12 tubi filtranti dipartentisi a raggera dal pozzo collettore, eventualmente su più piani. I tubi finestrati, costruiti in acciaio zincato, acciaio inossidabile, ottone o plastica (a seconda della natura del terreno), raggiungono lunghezze di alcune decine di metri: sono stati realizzati pozzi con una lunghezza totale di tubi finestrati superiore al chilometro. Le perforazioni orizzontali vengono eseguite con tubi di manovra spinti nel terreno con presse idrauliche; successivamente, si introducono nel perforo i tubi finestrati, mentre i tubi di manovra sono recuperati. Una volta messi in opera i tubi finestrati, occorre naturalmente "spurgare" al fine di

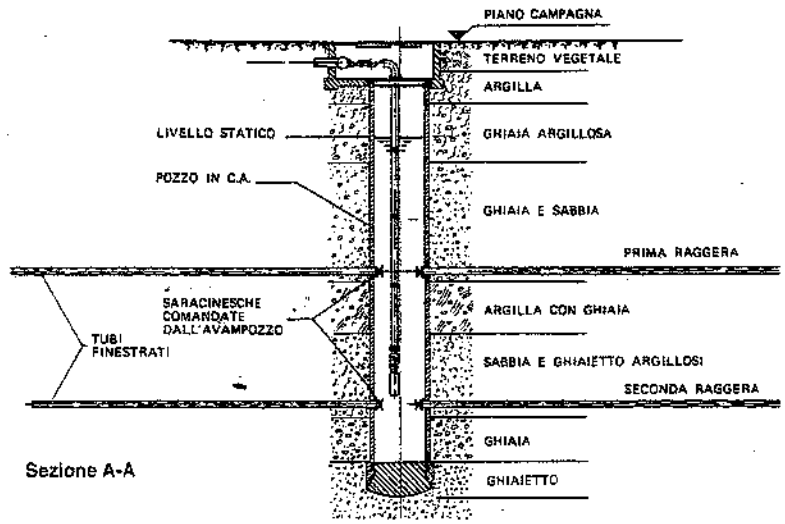


Fig. 34.7 – Pozzo a raggere.

creare attorno ad essi un drenaggio naturale, analogamente a quanto si fa per i pozzi verticali a percussione.

Nei terreni soggetti a movimenti, i tubi finestrati orizzontali sono uniti da giunti a snodo opportunamente intervallati. I pozzi a raggere raggiungono profondità massime di 30÷35 m sotto il livello statico della falda acquifera, stante l'impossibilità di assicurare a profondità maggiori la tenuta dell'acqua durante l'esecuzione delle raggere (affidata a uomini che operano al fondo del pozzo collettore).

Il diametro dei tubi finestrati orizzontali è di circa 200 mm, mentre il pozzo collettore viene sovente costruito di diametro compreso fra i 3 ed i 4 m.

L'acqua della falda penetra nei tubi orizzontali finestrati che terminano con saracinesche comandate dalla sommità del pozzo tramite aste di manovra: in tal modo, chiudendo dall'alto tutte le saracinesche dei "raggi", risulta possibile svuotare il pozzo collettore ed accedere al suo fondo.

II. PERFORAZIONI A UMIDO

a) A rotazione e a circolazione diretta (fig. 34.8)

La perforazione del terreno è effettuata mediante un utensile che avanza come una punta di trapano frantumando il materiale costituente le formazioni attraversate; i detriti che si formano vengono trasportati al piano campagna da una corrente di acqua fangosa immessa dall'alto, sotto pressione, attraverso l'asta cava che trasmette il movimento di rotazione dalla perforatrice all'utensile (la tubazione portante l'utensile prende il nome di asta di perforazione); l'acqua con i detriti risale poi alla superficie attraverso l'intercapedine compresa fra il tubo porta-utensile e la sezione di scavo.

L'impiego di acqua fangosa oppure di acqua contenente bentonite o prodotti analoghi si rende necessario per aumentare la viscosità ed il peso specifico del fluido: in tale modo, si riesce a contenere l'acqua delle falde attraversate e ad assicurare la stabilità delle pareti del pozzo. Infatti, il fango dà luogo, sulle pareti del perforo, ad una specie di intonaco che sostituisce i tubi di manovra impiegati per le trivellazioni a secco (con conseguente risparmio di lavoro e di tubi) e consente di eseguire fori di diametro fino a 500÷600 mm con elevate velocità di avanzamento.

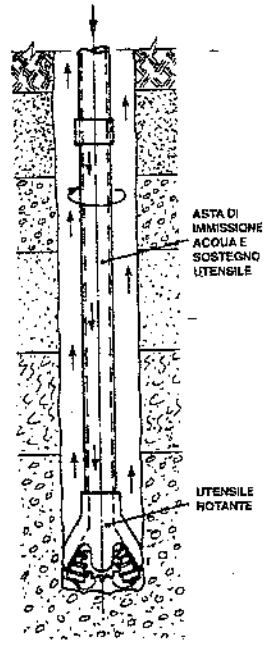


Fig. 34.8 – Modalità di perforazione con il sistema a rotazione e a circolazione diretta.

Le formazioni e le falde acquifere vengono in tal modo "sorprese" dalla perforazione e fermate, prima che si manifestino cedimenti o alterazioni, con la successiva introduzione delle tubazioni metalliche costituenti il pozzo vero e proprio, in parte cieche ed in parte finestrate (in corrispondenza delle falde). Fra tali tubazioni e la parete della perforazione si introduce ghiaietto siliceo.

Il sistema di perforazione con circolazione diretta, se può ritenersi perfettamente idoneo per le perforazioni petrolifere, dal punto di vista della ricerca di acqua presenta alcuni inconvenienti e cioè:

- il rilevamento stratigrafico dei terreni attraversati risulta assai impreciso, dal momento che i detriti prodotti dall'utensile risalgono al piano campagna mescolati al fango di circolazione;
- l'impiego di fango, bentonite e simili può diminuire la permeabilità delle falde acquifere (il che, in definitiva, significa minor resa in acqua del pozzo);
- se il diametro del pozzo è grande, la velocità di risalita del fluido messo in circolazione può risultare tanto bassa da non essere più in grado di trascinare in superficie i detriti (a meno di impiegare pompe di circolazione di grande potenza, il che però non è sempre accettabile dal punto di vista economico).

Tali inconvenienti spiegano la maggior diffusione che il sistema a circolazione inversa registra nel campo delle trivellazioni idriche.

b) A rotazione e a circolazione inversa (fig. 34.9)

L'utensile avanza ancora ruotando insieme alla tubazione che lo sostiene. Il fluido di circolazione viene versato dall'alto nello spazio anulare fra la parete del pozzo e l'asta di perforazione e risale all'interno di quest'ultima. La risalita del fluido di circolazione è assicurata da una pompa aspirante oppure da un compressore d'aria.

Nel primo caso, l'aspirazione della pompa viene collegata con la sommità delle aste di perforazione, così da favorire la circolazione del fluido e la risalita dei detriti

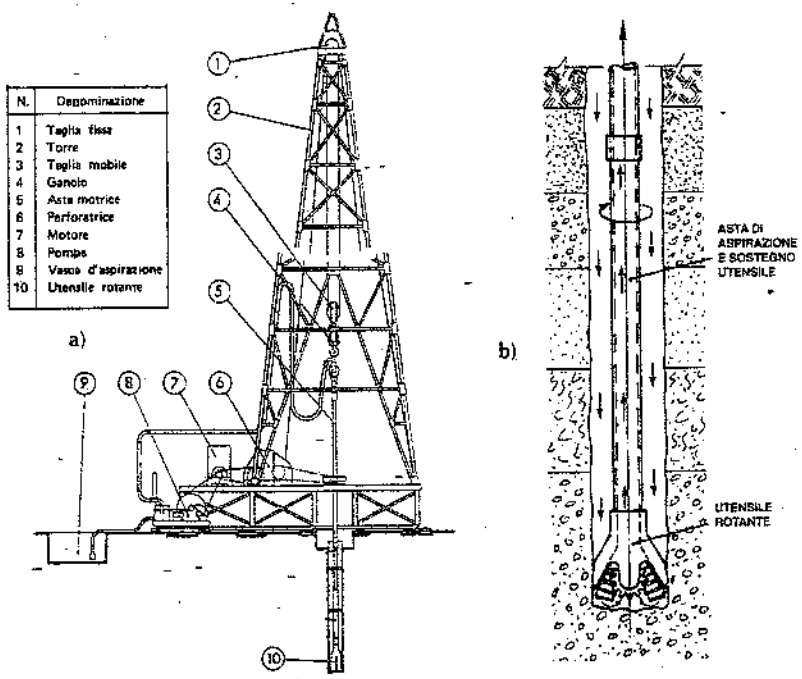


Fig. 34.9 – Modalità di perforazione con il sistema a rotazione e a circolazione inversa: a) schema dell'impianto; b) particolare della perforazione.

di perforazione; la profondità di perforazione è in relazione alla densità del fluido di circolazione, il cui peso specifico – se elevato – riduce l'altezza di aspirazione della pompa: conseguentemente, la velocità di risalita risulta minore e la capacità di asportazione dei materiali di perforazione si riduce. Normalmente, con l'impiego di pompe aspiranti, si possono trivellare pozzi di profondità variabili da 150 a 200 m.

Nel caso in cui si ricorra ad un compressore, questo alimenta aria compressa nell'asta di perforazione, subito sopra l'utensile. Si alleggerisce, in tal modo, la colonna di acqua all'interno dell'asta porta-utensile, il che favorisce la risalita verso l'alto (dentro l'asta di aspirazione) dell'acqua versata all'esterno dell'asta stessa. E poiché il diametro dell'asta può essere scelto in modo da ottenere la velocità di risalita del fluido più conveniente, si ottengono, in pratica, velocità 6-7 volte maggiori di quelle dell'acqua fangosa utilizzata nel caso della circolazione diretta (circa 1 m/s); come diretta conseguenza, aumenta la capacità di trasporto in superficie del materiale frantumato, il che sovente consente di fare a meno o di limitare l'immissione di fango, bentonite e simili nell'acqua di circolazione (tali aggiunte sono invece una regola nel caso della circolazione diretta). Provocando la circolazione del fluido mediante compressore, non esistono limiti, in teoria, alla profondità di perforazione; in pratica, con tale sistema di perforazione si sono costruiti pozzi della profondità di alcune centinaia di metri.

Nella perforazione a circolazione inversa si possono impiegare aste di perforazione di diametro maggiore del sistema a circolazione diretta (si arriva infatti fino a diametri di circa 200 mm): risulta così possibile asportare dal pozzo materiale di perforo avente notevoli dimensioni e quindi di più facile riconoscimento. Di conseguenza, si può individuare con maggior precisione la stratigrafia dei terreni attraversati. Quando però il materiale costituente le formazioni sotterranee viene sbriciolato dall'utensile e si mescola con il fango di circolazione, l'esame stratigrafico delle falde diventa nuovamente impreciso, come nel caso delle trivellazioni a rotazione e a circolazione diretta.

Il pozzo definitivo viene realizzato come già descritto per il tipo a circolazione diretta.

Com'è facile intuire, il sistema a rotazione può presentare alcuni inconvenienti nel caso di perforazioni in formazioni dure ovvero contenenti trovanti o ciottoli di dimensioni superiori al diametro delle aste di perforazione (5). Per tali formazioni, meglio si presta il sistema a percussione, mentre il sistema a rotazione e a circolazione inversa è più adatto per la perforazione di formazioni non dure o incoerenti (ghiaia, sabbia, argilla, ecc.).

I diametri dei pozzi che si possono costruire con il sistema a rotazione e a circolazione inversa arrivano fino a 1500 mm.

c) A percussione e a circolazione inversa (fig. 34.10)

Un utensile a forma di scalpello lavora, con moto verticale alternativo, a percussione, mentre l'acqua immessa dal piano campagna esegue il movimento proprio della circolazione inversa.

Lo scalpello è sostenuto da cavi metallici (che si avvolgono e si svolgono sul tornello di cui è dotata la perforatrice) e scorre all'esterno dell'asta di aspirazione che rimane ferma nel pozzo (nei due sistemi di trivellazione a rotazione, tale asta, collegata all'utensile, ruota attorno al proprio asse).

(5) La presenza di grossi trovanti può richiedere l'impiego di una benna o di dinamite, ritardando in ogni caso la trivellazione; formazioni dure di grande spessore possono addirittura impedire il proseguimento della terebrazione.

Il sistema è adatto per terebrazioni in formazioni dure o contenenti trovanti: lo scalpello frantuma l'ostacolo ed i detriti così prodotti vengono portati alla superficie dalla corrente ascensionale del fluido di circolazione (acqua).

Sono possibili elevate velocità di avanzamento della perforazione e diametri di terebrazione molto grandi (fino a 1,80 m circa). Inoltre, si hanno i vantaggi propri di un sistema a moto rettilineo rispetto al moto rotativo (non vi sono cuscinetti, il costo di fabbricazione dell'utensile è minore, la sua durata maggiore).

Il pozzo viene anche in questo caso costruito, a perforazione ultimata, installando – nello scavo ottenuto con l'utensile e liberato dal materiale di risulta – le condotte d'acciaio costituenti la colonna montante ed interponendo, fra tale colonna e la parete della perforazione, ghiaietto siliceo.

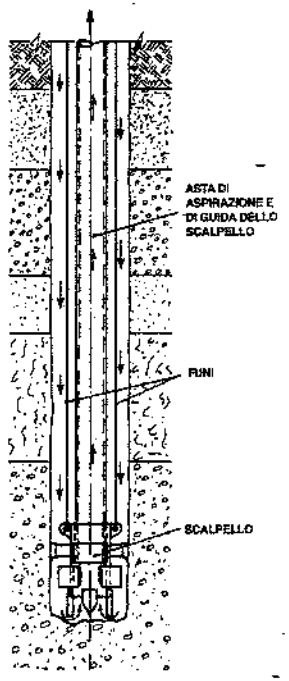


Fig. 34.10 – Modalità di perforazione con il sistema a percussione e a circolazione inversa.

Le profondità delle terebrazioni raggiungibili con i sistemi di trivellazione a umido dipendono ovviamente dalla composizione delle formazioni del sottosuolo: in terreni favorevoli si possono raggiungere e superare i 600 m.

In pratica, si segue il principio seguente: i primi 50÷80 m del pozzo si realizzano di diametro maggiore (per consentire l'installazione di una o più elettropompe sommerse); il successivo diametro viene ridotto (da 800÷1200 mm a 400÷800 mm) al fine di limitare il lavoro di perforazione e ridurre i costi di costruzione del pozzo.

Sempre nel caso di trivellazioni a umido, qualunque sia il sistema adottato, deve essere costantemente assicurata la portata minima di acqua esterna necessaria per impedire franamenti delle formazioni già perforate. A tale fine, si mantiene nel foro un battente d'acqua di almeno 2-3 m sopra il livello statico delle falde acquifere; in tal modo, per il principio dei vasi comunicanti, si verifica un continuo assorbimento di acqua da parte delle falde: occorre quindi disporre di una fonte idrica indipendente atta ad immettere nel foro l'acqua occorrente per sopperire alle infiltrazioni nelle falde acquifere; il quantitativo d'acqua necessario dipende da vari fattori, ma è essenzialmente legato alla permeabilità delle formazioni acquifere attraversate.

III. TIPI DI FILTRI E ACCORGIMENTI VARI INERENTI AI POZZI

Il tipo di trivellazione da adottare ed il relativo diametro sono individuati in base alla costituzione delle formazioni attraversate, alla situazione delle falde sotterranee ed alle portate d'acqua da captare.

A terebrazione ultimata, si scelgono e si installano le colonne finestrate più adatte in relazione al tipo di pozzo ed alle caratteristiche delle falde idriche attraversate.

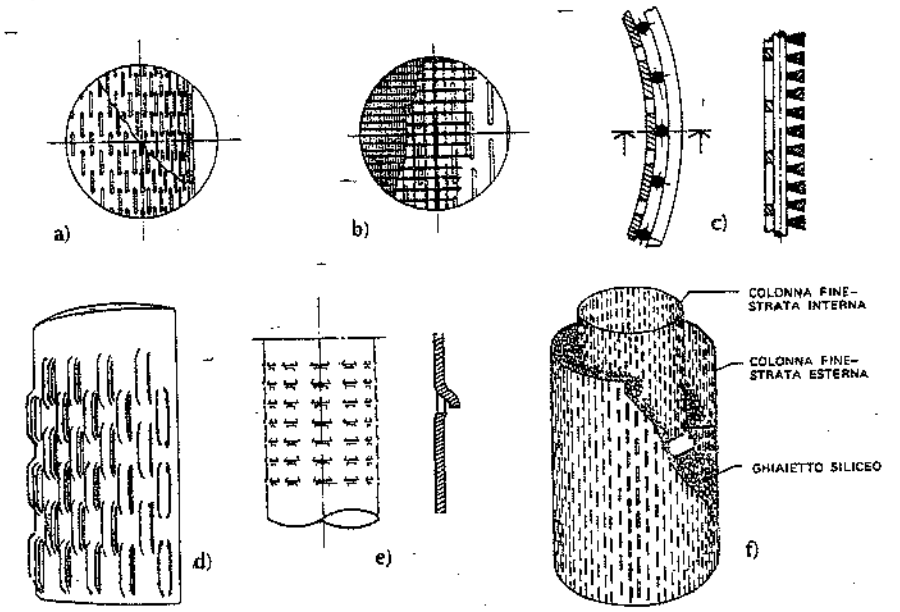


Fig. 34.11 – Tipi di finestrature e filtri per pozzi: a) tubo con fori o fessure verticali; b) tubo con fori o fessure verticali e rivestimento esterno in tessuto metallico; c) tubo con fori o fessure verticali e rivestimento esterno in filo metallico a sezione trapezoidale con la base maggiore verso l'esterno; d) tubo con finestrature a ponte; e) tubo con finestrature a sbalzo; f) filtro prefabbricato.

La scelta ed il collocamento della colonna finestrata rivestono molta importanza per ottenere acqua con un quantitativo minimo di sabbia o di altri materiali in sospensione.

Le finestrature più frequentemente adottate nei pozzi per acqua sono illustrate in fig. 34.11.

Il filtro di fig. 34.11.a è costituito da un tubo con numerose finestrature di piccola sezione (circolari o a forma di fessure verticali): è adottato per falde acquifere povere di sabbia o con sabbia a granulometria non molto fine.

Il filtro di fig. 34.11.b consiste in un tubo finestrato sul quale è avvolto un tessuto metallico (ad esempio, di rame stagnato) a maglie più o meno fitte e scelto caso per caso in relazione alla composizione della falda acquifera: fra la colonna finestrata ed il tessuto metallico si interpone una rete metallica a maglie larghe, che consente il passaggio dell'acqua attraverso tutto il filtro esterno e non soltanto in corrispondenza della parte prospiciente le finestre. Anche questo tipo di filtro non è adatto per falde acquifere ricche di sabbia fine perché se le sezioni di passaggio sono molto piccole il filtro si intasa (6), mentre se sono grandi la sabbia penetra in quantità eccessiva.

(6) L'occlusione di parte delle finestrature, riducendo la superficie filtrante totale, provoca un aumento della velocità dell'acqua attraverso il filtro non intasato e, quindi, il trascinamento di una maggior quantità di sabbia.

Il filtro di fig. 34.11.c è costituito dal solito tubo finestrato sul quale sono avvolti – accostati gli uni agli altri e distanziati dal tubo stesso mediante tondini – fili metallici a sezione trapezoidale, con la base maggiore verso l'esterno del pozzo: il passo di avvolgimento del filo metallico viene scelto in base alla composizione della falda acquifera, così da ottenere la massima efficienza di filtrazione.

Il filtro di fig. 34.11.d sostituisce vantaggiosamente il filtro di fig. 34.11.a; così pure il filtro di fig. 34.11.e, solitamente realizzato in opera mediante punzonatura delle colonne montanti preventivamente introdotte nel sottosuolo: infatti, obbligando l'acqua a compiere un percorso tortuoso, la finestratura favorisce il deposito della sabbia prima dell'ingresso nel pozzo.

L'introduzione di ghiaietto siliceo nello spazio anulare compreso fra la tubazione finestrata e le pareti delimitate dalla trivellazione, consente di limitare l'inconveniente dell'intasamento: il ghiaietto infatti fa da filtro, permettendo il passaggio dell'acqua e trattenendo la sabbia. Tale filtro artificiale si adotta per pozzi dotati di finestrature, come quelle delle figg. 34.11.a – 34.11.c – 34.11.d – 34.11.e.

Un ulteriore perfezionamento di quest'ultimo sistema di filtrazione è rappresentato dal filtro di fig. 34.11.f: trattasi di due tubi finestrati concentrici fra i quali si costipa del ghiaietto siliceo accuratamente scelto e vagliato (in modo da ottenere vie di passaggio dell'acqua numerose, ristrette e, per quanto possibile, di eguale sezione): i singoli filtri vengono prefabbricati e poi saldati fra di loro in lunghezze corrispondenti agli spessori delle falde acquifere attraversate. All'esterno dei filtri si introduce altro ghiaietto siliceo alla rinfusa.

È consigliabile che la colonna cieca del pozzo prosegua di alcuni metri sotto l'ultima falda acquifera attraversata, in modo da costituire un deposito per la sabbia che penetra nel pozzo ed evitare così l'occlusione della colonna finestrata.

Per quanto riguarda le pompe (di tipo sommerso) per la captazione dell'acqua, è opportuno che vengano installate a non meno di 6-7 m sotto il livello dinamico del pozzo (v. § 34.2.IV) e al di sopra della colonna finestrata più alta. Se fra quest'ultima ed il livello dinamico la distanza è minore di 6-7 m, si installa la pompa sotto la colonna finestrata: questa, infatti, costituisce la parte più delicata del pozzo e la vicinanza della pompa potrebbe provocare scuotimenti (specie nelle fasi di avviamento ed arresto) che è bene evitare; inoltre, una pompa installata in corrispondenza di un tratto finestrato è maggiormente soggetta al pericolo di insabbiamento.

Per ogni pozzo esiste una portata ottimale cui corrisponde l'esercizio più economico e conveniente agli effetti della conservazione del pozzo stesso, soprattutto dal punto di vista dell'insabbiamento, tanto più facile ed accentuato quanto maggiore è l'abbassamento dinamico provocato dal prelievo di acqua.

Ultimata la costruzione di un pozzo è pertanto consigliabile ricavare il diagramma portate-abbassamenti dinamici (fig. 34.12), i cui punti si ottengono in pratica agendo progressivamente sulla valvola installata sulla tubazione di mandata della pompa.

La prova di portata consente di determinare le caratteristiche idrologiche del pozzo, nonché il tipo e le caratteristiche delle pompe da installare nello stesso per la captazione dell'acqua occorrente. Tale prova è sempre preceduta dall'operazione di spurgo meccanico del pozzo, la quale si prolunga, con attingimenti superiori alla portata che sarà richiesta in seguito al pozzo stesso, fino all'ottenimento di acqua praticamente limpida ovvero contenente meno di 5 parti per milione (p.p.m.) di

sostanze solide in sospensione (sabbia, limo, argilla, ecc.).

Fra gli accorgimenti da tenere presenti a proposito della costruzione di pozzi, ricordiamo ancora i seguenti:

- distanziare i pozzi di almeno 100 metri l'uno dall'altro (7);
- costruirli a monte delle fognature;
- rispettare, nel caso di pozzi per acqua potabile, quanto disposto dai regolamenti d'igiene comunali, i quali prescrivono che la captazione di acqua per uso potabile avvenga inferiormente a quote prestabilite.

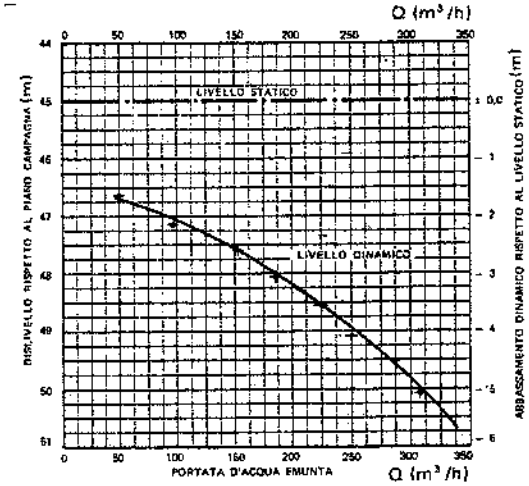


Fig. 34.12 – Diagramma portate-abbassamenti dinamici di un pozzo.

Quando i pozzi sono destinati alla captazione di acqua potabile, si provvede ad isolare la falda acquifera versando colate di cemento di adeguato spessore attorno alla colonna montante cieca: ciò al fine di evitare inquinamenti provenienti dalle falde superficiali.

Inoltre, ove necessario, si sottopone a trattamenti di potabilizzazione l'acqua prelevata.

IV. CARATTERISTICHE DEI POZZI

a) Pozzi freatici

Immaginiamo una canna cilindrica permeabile immessa in una falda freatica fino alla profondità alla quale si trova lo strato permeabile (fig. 34.13). Siano:

(7) La distanza di 100 m è la minima consigliabile al fine di limitare le interferenze tra i pozzi. Tali interferenze hanno un andamento variabile – in una stessa zona – lungo il corso dell'anno, in relazione alle diverse quantità di acqua che pervengono, durante le varie stagioni, alle falde freatiche e artesiane. In pratica, l'influenza reciproca fra più pozzi può essere rilevata mediante prove sperimentali condotte sui pozzi eventualmente preesistenti e su pozzi di piccolo diametro (alcuni dei quali servono esclusivamente come pozzi-spia) appositamente costruiti in posizioni opportune. Si misura sistematicamente e per un periodo di tempo non inferiore ad alcuni mesi, il livello statico della falda; quindi si prelevano, da un primo pozzo, portate d'acqua crescenti, fino a raggiungere la portata massima prevista e si controlla il livello statico dei vari pozzi; la captazione dell'acqua viene estesa agli altri pozzi, continuando a controllare il livello statico della falda nei pozzi-spia. È così possibile verificare se esiste interferenza, a che distanza e per quale portata emunta dai pozzi.

H = altezza (m) della falda freatica misurata a partire dalla superficie impermeabile (*livello statico*);
r = raggio del pozzo (m);
Q = portata volumetrica (m^3/s) di acqua estratta dal pozzo mediante elettropompa;
h = altezza dell'acqua nel pozzo, conseguente al prelievo della portata Q (*livello dinamico*);
s = abbassamento (m) del livello della falda, rispetto al livello statico, in conseguenza del prelievo della portata Q dal pozzo (*abbassamento dinamico*);

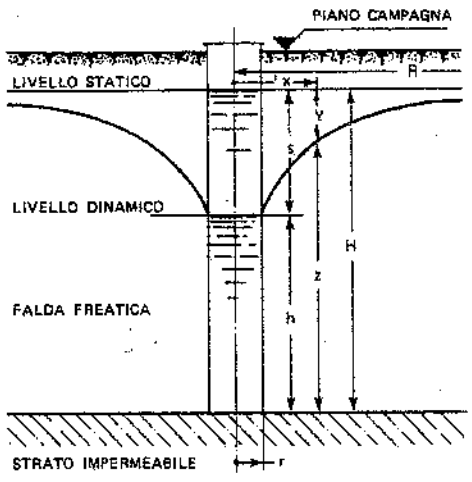


Fig. 34.13 – Captazione di acqua da una falda freatica.

R = distanza alla quale la falda non risente del prelievo di acqua Q (m);
j = pendenza specifica per unità di lunghezza (in un certo istante $j = dz/dx$);
k = coefficiente di permeabilità, funzione della grandezza e della forma dei granelli di sabbia costituenti lo strato attraversato, nonché del loro assettamento (k ha la dimensione di una velocità, m/s);
v = velocità dell'acqua (per la legge di Darcy, $v = kj = k \cdot dz/dx$).

Si consideri la superficie cilindrica di raggio x e altezza z coassiale con il condotto permeabile costituente il pozzo (z misurata a partire dal fondo impermeabile, x dall'asse del pozzo): attraverso tale superficie passa la portata

$$Q = 2\pi x z v = 2\pi x z k \frac{dz}{dx} \tag{34.3}$$

Dalla (34.3) si ricava, integrando

$$z^2 = \frac{Q}{\pi k} \ln x + C \tag{34.4}$$

Poiché per $x = r$, $z = H - s$, risulta

$$C = (H-s)^2 - \frac{Q}{\pi k} \ln r$$

Allora la (34.4) diventa

$$z^2 = (H-s)^2 + \frac{Q}{\pi k} \ln \frac{x}{r} \tag{34.4 bis}$$

E osservando che per $x = R$, $z = H$, dalla (34.4 bis) si ottiene, con semplici passaggi, la seguente equazione, nota come *caratteristica dei pozzi in falda freatica*:

$$Q = \pi k \frac{H^2 - (H-s)^2}{\ln \frac{R}{r}} = \frac{\pi k}{\ln \frac{R}{r}} s(2H - s) \tag{34.5}$$

b) Pozzi artesiani

Con riferimento alla fig. 34.14, nella quale con m si è indicata l'altezza della falda artesiana, risulta, attraverso la superficie cilindrica di raggio x

$$Q = 2\pi x m v = 2\pi x m k \frac{dz}{dx} \tag{34.6}$$

dalla quale si ottiene, integrando

$$z = \frac{Q}{2\pi k m} \ln x + C \tag{34.7}$$

Per $x = r$, $z = H - s$, per cui la costante C vale

$$C = (H-s) - \frac{Q}{2\pi k m} \ln r$$

Di conseguenza, la (34.7) diventa

$$z = H - s + \frac{Q}{2\pi k m} \ln \frac{x}{r} \tag{34.7 bis}$$

Anche qui, per $x = R$, $z = H$; pertanto, dalla (34.7 bis) si ottiene la

$$Q = \frac{2\pi k m}{\ln \frac{R}{r}} \cdot s \tag{34.8}$$

Ovvero, ponendo

$$A = \frac{2\pi k m}{\ln \frac{R}{r}} \text{ costante}$$

si può scrivere:

$$Q = A \cdot s \tag{34.9}$$

nota come *caratteristica dei pozzi in falda artesiana*.

Alcuni autori propongono come caratteristica di un pozzo la espressione:

(34.10) $Q = 2\pi r h_f v_o$

dove, oltre alle notazioni già note:
h_f = lunghezza totale delle parti finestrate (m);
v_o = velocità dell'acqua in corrispondenza della colonna finestrata (m/s).

La (34.10) evidenzia, in sostanza, i parametri su cui si può intervenire per aumentare la portata di un pozzo.

L'aumento del diametro ha un'influenza notevole sulla portata fino a valori del diametro stesso inferiori a 1m: per diametri maggiori, l'importanza dell'aumento del diametro agli effetti della portata diventa via via minore (fig. 34.15).

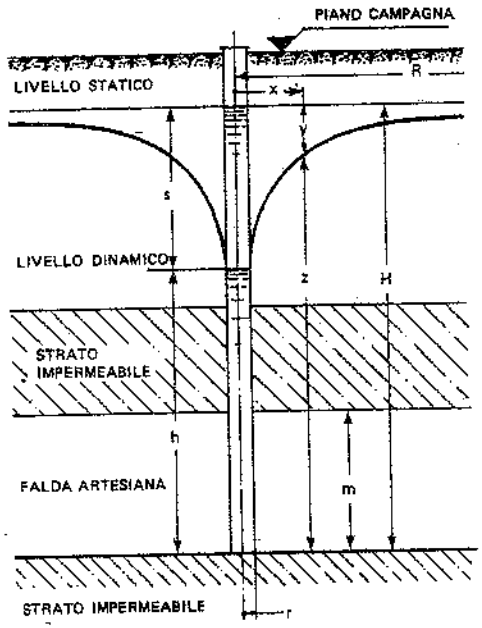


Fig. 34.14 – Captazione di acqua da una falda artesiana.

È ovvia la convenienza di installare le tubazioni finestrate in corrispondenza di tutte le falde idriche, ad eccezione di quelle inquinate oppure povere di acqua (queste ultime in genere alimentano sabbia finissima o limo).

Infine, poiché v_o dipende, per la legge di Darcy, dal coefficiente di permeabilità k, si comprende l'importanza di disporre attorno alle colonne filtranti ghiaietto siliceo di granulometria e composizione atti ad aumentare il valore di v_o.

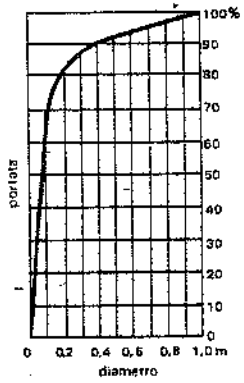


Fig. 34.15 – Variazione della portata di un pozzo in funzione del diametro.

34.3 POMPE PER ACQUA

Per il sollevamento, il trasferimento e l'alimentazione delle acque alle utenze o ai serbatoi di accumulo, si impiegano di solito elettropompe centrifughe ad asse orizzontale, ad asse verticale o di tipo sommerso.

I principali parametri caratteristici delle elettropompe centrifughe sono:
– portata Q (m^3/s);
– prevalenza H (m di colonna d'acqua);
– potenza del motore P (kW);
– numero di giri nell'unità di tempo n;
– rendimento η.

La prevalenza richiesta ad una pompa da installare su un circuito idraulico è data dalla somma delle seguenti componenti:
– prevalenza geodetica Hg;
– pressione richiesta all'uscita dal circuito ΔP;
– perdite di carico continue e localizzate lungo il circuito Y:

(34.11) $$H = Hg + \Delta P + Y$$

La (34.11) consente di tracciare la curva caratteristica del circuito idraulico.

L'azionamento delle pompe avviene mediante motori elettrici o termici, collegati alla pompa con giunti elastici o variatori di velocità. Nella maggior parte dei casi si ricorre all'azionamento elettrico con motori asincroni trifasi ed il numero di giri al primo della girante della pompa dipende dal numero di poli e dalla frequenza della corrente di alimentazione secondo la

(34.12) $$n = \frac{60f}{p}\cdot(1-s)$$

dove:
n = numero di giri/minuto;
p = numero di coppie di poli del motore: di solito si ricorre a 2-4-6 poli (p = 1,2,3); per basse velocità si adottano pompe con riduttori;
f = frequenza della corrente (in genere, f = 50 Hz);
s = $(n_s-n)/n_s$ = scorrimento, essendo n_s il numero di giri sincrono ossia $n_s = 60f/p$: normalmente, s = 0,04÷0,02 passando dai motori di minor potenza (3÷5 kW) a quelli di potenza elevata (90÷110 kW).

Poiché s è una costante e f è fissa per una certa rete di alimentazione, si può scrivere con buona approssimazione

(34.12 bis) $$n = \frac{k}{p}$$

Note la portata Q e la prevalenza H, è possibile determinare la potenza assorbita P (in kW) dal motore della pompa:

(34.13) $$P = \frac{\gamma Q H}{102\eta} = \frac{\gamma^* Q H}{1000\eta}$$

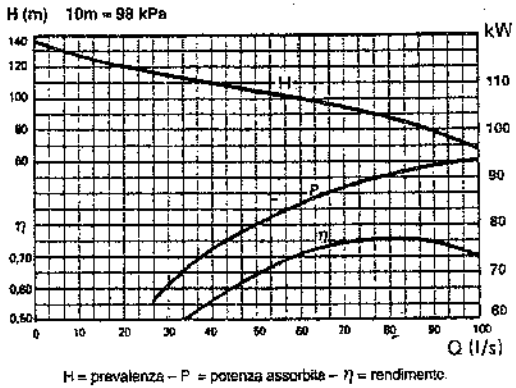
dove:
γ = peso specifico dell'acqua in kg_f/m^3; γ^* in N/m^3;
η = rendimento totale (prodotto del rendimento del motore per il rendimento della pompa e – se c'è – per il rendimento del riduttore).

Le pompe centrifughe forniscono, a parità di velocità, tipo costruttivo (profilo delle pale), numero e diametri delle giranti, una portata variabile con la prevalenza. La fig. 34.16 riporta la *curva caratteristica* di una pompa centrifuga: la portata aumenta al diminuire della prevalenza. La stessa figura riporta anche l'andamento della *potenza assorbita* e del *rendimento*.

Oltre alle curve caratteristiche prevalenza-portata, potenza-portata e rendimento-portata, una quarta curva caratteristica delle pompe viene di solito riportata sui diagrammi. È quella relativa alla prevalenza in aspirazione richiesta dalla pompa, indica-

ta nella letteratura tecnica anglosassone con la sigla NPSH (*Net Positive Suction Head*); essa permette di conoscere il comportamento di una pompa al variare delle condizioni di aspirazione.

Come è noto, la vaporizzazione del liquido per effetto della depressione all'imbocco delle giranti (punto di maggior depressione) fa sì che una parte dei canali delle giranti risulti occupata da vapore, con conseguenti cadute della portata ed altri fenomeni secondari nocivi al buon funzionamento della pompa.



H = prevalenza – P = potenza assorbita – η = rendimento.

Fig. 34.16 – Curve caratteristiche della prevalenza, potenza assorbita e rendimento di una elettropompa centrifuga.

La curva caratteristica della NPSH fornisce, per ogni valore della portata della pompa, la prevalenza (in valore assoluto) che deve essere disponibile all'imbocco della girante perché non si verifichi cavitazione. In pratica, conviene che la prevalenza effettiva in tale punto (ossia la cosiddetta NPSH disponibile nell'impianto) risulti di almeno 1 m superiore a quella richiesta dalla pompa.

La NPSH disponibile nell'impianto è data dalla espressione:

$$\text{NPSH disponibile} = H_o - H_t - H_g - \Sigma H \qquad (34.14)$$

dove:

H_o = p/γ, essendo p la pressione atmosferica in N/m^2 nella località di pompaggio e γ il peso specifico del liquido pompato in N/m^3;
H_t = tensione di vapore del liquido pompato alla temperatura di funzionamento (m);
H_g = dislivello geodetico tra il pelo libero del liquido e l'asse della pompa (m);
ΣH = perdite di carico continue e localizzate (m) nella condotta aspirante (8).

La fig. 34.17 riporta, nella parte inferiore, la curva caratteristica della NPSH della pompa (crescente all'aumentare della portata); tale curva è inoltre messa a confronto con la NPSH disponibile nell'impianto (linea tratteggiata, decrescente all'aumentare della portata): il punto di intersezione delle due curve indica il punto teorico oltre il quale la pompa inizia a cavitare. Rileviamo ancora che, di solito, la NPSH aumenta con la velocità della pompa e con la riduzione del diametro della girante.

Insistiamo sulla necessità di avere un margine di sicurezza fra la NPSH dell'impianto e la NPSH della pompa: infatti, i dati relativi alla portata ed alla temperatura

(8) A titolo di esempio: al livello del mare risulta H_o = 10 m; dovendo sollevare acqua a 60°C (tensione di vapore 2 m) con un dislivello massimo di 1 m e con una perdita di carico localizzata e continua di circa 1,5 m, dalla (34.14) si ottiene

$$\text{NPSH disponibile} = 10 - 2 - 1 - 1{,}5 = 5{,}5 \text{ m}$$

Per poter escludere con sufficiente sicurezza ogni fenomeno di cavitazione, occorre che la pompa, in corrispondenza della portata di esercizio, richieda una NPSH non superiore a 4 m.

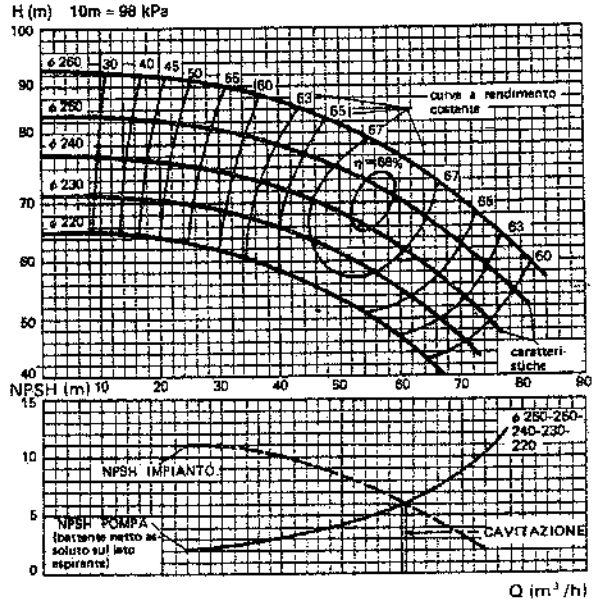


Fig. 34.17 – Curve caratteristiche di prevalenza, iso-rendimento e NPSH di una pompa centrifuga con girante tornita a diametri decrescenti ed a regime di rotazione costante.

effettive si scostano sovente da quelli ipotizzati in sede di progettazione.

Variando il numero di giri di una pompa centrifuga si ottengono curve caratteristiche prevalenza-portata diverse (fig. 34.18). Curve caratteristiche diverse si ottengono anche variando il diametro della girante a parità di numero di giri (fig. 34.17).

Fra le varie curve caratteristiche sussistono le tre relazioni (in reciproca dipendenza fra di loro):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}; \qquad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2; \qquad \frac{P_2}{P_1} = \frac{Q_2 H_2}{Q_1 H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

Se, con riferimento ad una pompa a regime di rotazione variabile, si uniscono i punti delle diverse curve caratteristiche prevalenza-portata in corrispondenza dei quali si registra lo stesso rendimento, si ottengono delle curve a rendimento costante (fig. 34.18). Tali curve si possono anche ottenere unendo i punti di uguale rendimento delle curve caratteristiche prevalenza-portata di una stessa pompa a numero di giri costante, ma con diametri diversi della girante (fig. 34.17).

La scelta della pompa che meglio risponde alle esigenze di un circuito idraulico si effettua tracciando preventivamente, mediante la (34.11), la curva caratteristica del circuito stesso in funzione della portata. La fig. 34.19 riporta la curva caratteristica di un circuito idraulico: l'andamento è parabolico perché H varia con il quadrato

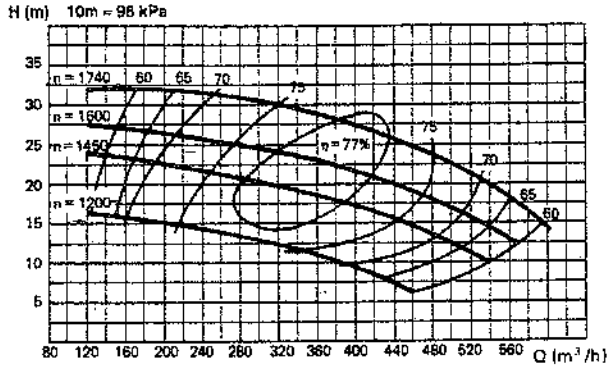


Fig. 34.18 – Curve caratteristiche di prevalenza e di iso-rendimento di una pompa centrifuga in funzione del numero di giri al minuto della girante.

della portata. Quindi si sovrappongono alla curva caratteristica del circuito le curve caratteristiche prevalenza-portata delle varie pompe disponibili in base al regime di rotazione determinato dal motore e per i diversi diametri di girante disponibili per ognuna di tali pompe: si determina così il punto di intersezione fra la caratteristica del circuito e quella delle pompe in corrispondenza della portata e della prevalenza richieste. Fra le varie caratteristiche delle pompe passanti per tale punto, si sceglie quella che in esso assicura il miglior rendimento (fig. 34.19) e una NPSH adeguatamente minore di quella disponibile nel circuito.

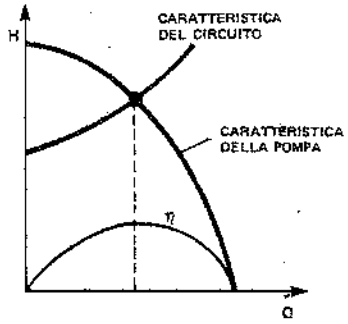


Fig. 34.19 – Scelta di una elettropompa centrifuga in funzione della caratteristica del circuito idraulico.

Com'è facile comprendere, quando nel circuito si registrano piccole variazioni della portata e sensibili variazioni della prevalenza, conviene adottare pompe aventi curve caratteristiche ripide; quando invece si verificano grandi variazioni della portata e piccole variazioni della prevalenza, meglio si prestano le pompe con curve caratteristiche piatte.

Può accadere che durante l'esercizio il punto di funzionamento normale si sposti (ad esempio, perché le utenze richiedono portate d'acqua diverse dal previsto). In tale evenienza, è possibile, entro certi limiti, andare incontro alle mutate condizioni di funzionamento variando l'apertura della valvola installata sulla tubazione di mandata della pompa: in tal modo, si modifica la caratteristica del circuito fino a farla reincontrare con la caratteristica della pompa in corrispondenza della portata richiesta.

La fig. 34.20.a riporta lo schema di una rete per l'alimentazione, mediante pompaggio, di acqua accumulata in una vasca interrata. La fig. 34.20.b mostra il punto di intersezione fra le curve caratteristiche prevalenza-portata della pompa e del circuito in corrispondenza della portata e della prevalenza normali (supponiamo Q_1 e H_1). Agendo sulla valvola di regolazione a valle della pompa, si modifica la caratteristica del circuito fino ad ottenere la portata Q_2 richiesta (9).

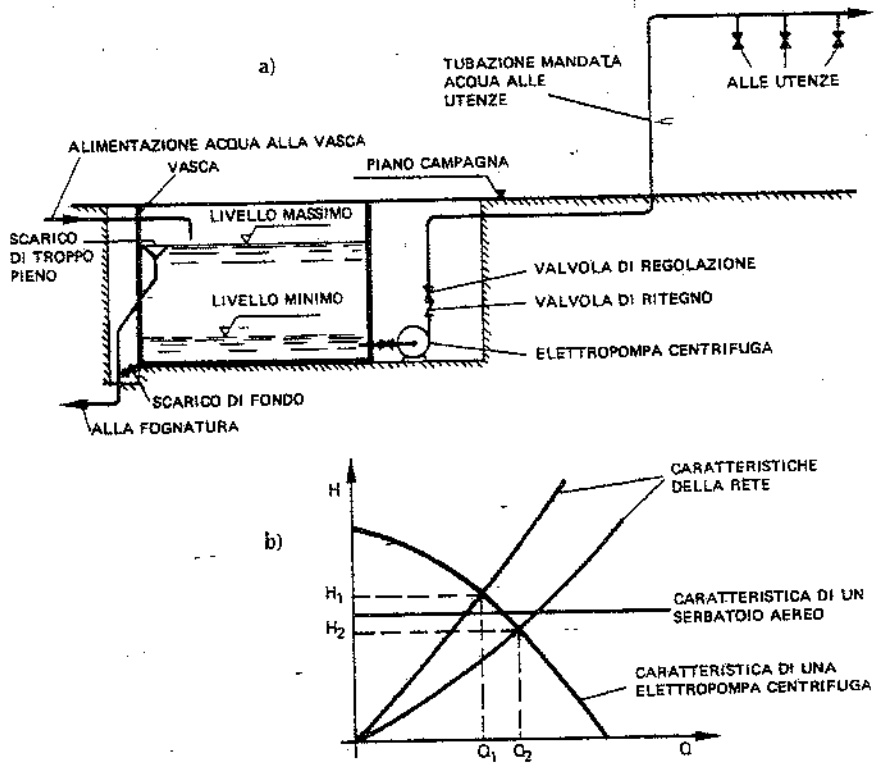


Fig. 34.20 – La caratteristica prevalenza-portata di un impianto di alimentazione si modifica al variare della perdita di carico in rete.

Molto spesso risulta opportuno suddividere fra più pompe (installate in parallelo) la portata totale da trasferire, in modo da poter attuare una parzializzazione del pompaggio.

Riferiamoci al caso di due sole pompe alimentanti una stessa tubazione (fig. 34.21). Se queste hanno uguali caratteristiche, la curva caratteristica risultante si ottiene raddoppiando, per ogni valore della prevalenza, il relativo valore della portata (fig. 34.21.b): si rilevi come la portata d'acqua che le due pompe sono in grado di

(9) Sulla stessa fig. 34.20.b è anche riportata la caratteristica di un serbatoio di accumulo sopraelevato, al fine di evidenziarne la differenza rispetto alla caratteristica della pompa centrifuga.

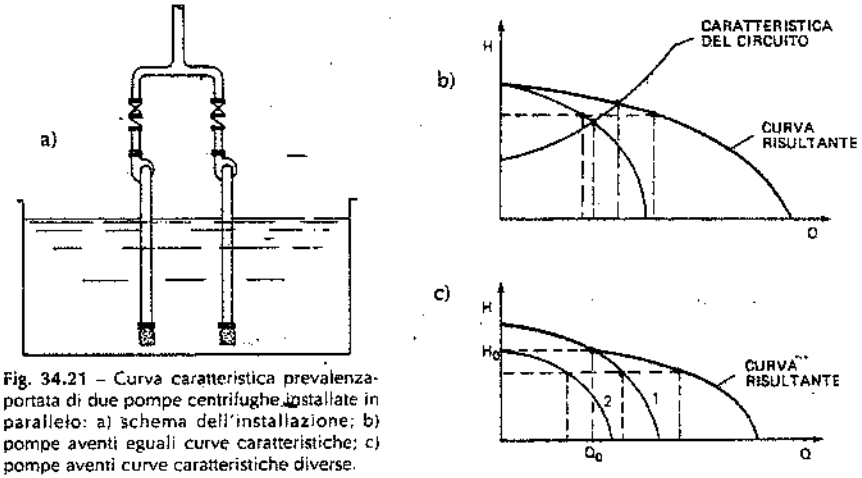


Fig. 34.21 – Curva caratteristica prevalenza-portata di due pompe centrifughe installate in parallelo: a) schema dell'installazione; b) pompe aventi eguali curve caratteristiche; c) pompe aventi curve caratteristiche diverse.

pompare in un circuito sia inferiore al doppio della portata che si realizzerebbe con una sola pompa; tale fatto si fa sentire quanto più la curva caratteristica del circuito è ripida e quella delle pompe piatta.

Se le caratteristiche non sono uguali, la curva risultante si ottiene ancora per punti, sommando, per un certo numero di valori della prevalenza, le rispettive portate di ciascuna pompa: in tale caso, come si può rilevare dalla fig. 34.21.c, per portate superiori a Q_0 (ovvero per $H < H_0$) la pompa 2 contribuisce ad aumentare la portata in rete, ma per portate inferiori a Q_0 (ovvero per $H > H_0$), funziona la sola pompa 1; allora, per impedire che una parte dell'acqua fornita dalla pompa 1 si scarichi attraverso la pompa 2, sulla mandata di quest'ultima si installa – in serie alla valvola per la regolazione della portata o per l'esclusione totale della pompa – una valvola di ritegno (10).

Anche in questo caso, il funzionamento in parallelo delle due pompe dà luogo ad una portata in rete minore della somma delle portate delle due pompe funzionanti singolarmente: la riduzione dipende dalle caratteristiche delle pompe e del circuito.

La fig. 34.22 si riferisce ad una pompa centrifuga ad asse orizzontale. Le pompe centrifughe installate sopra il pelo libero dell'acqua devono essere

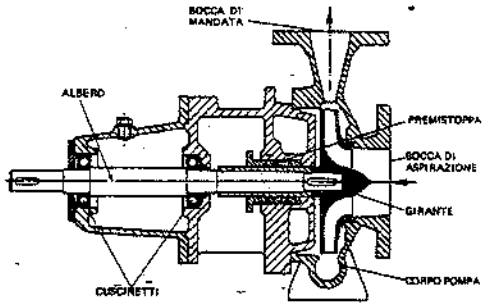


Fig. 34.22 – Schema di una pompa centrifuga ad asse orizzontale.

(10) In pratica, conviene installare una valvola di intercettazione e una valvola di non ritorno sulla mandata di tutte le pompe.

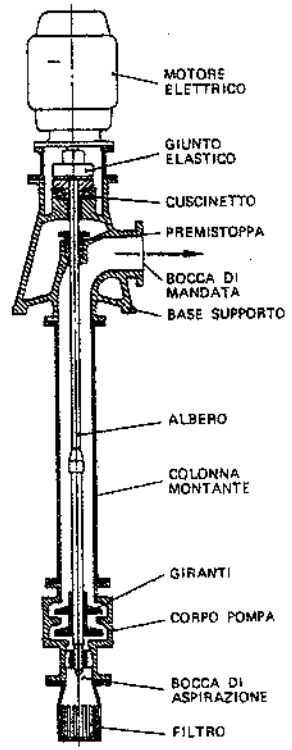


Fig. 34.23 – Schema di una elettropompa centrifuga ad asse verticale.

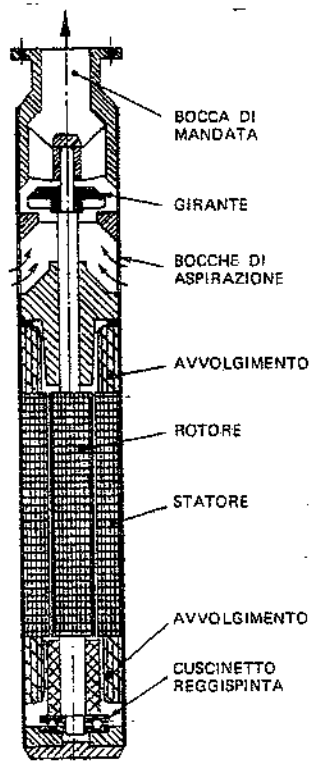


Fig. 34.24 – Schema di una elettropompa centrifuga sommersa.

riempite del liquido al fine di adescare l'avviamento (11): ciò si può ottenere installando una valvola di ritegno all'estremità del tubo aspirante, riempiendo quest'ultimo con acqua e facendo contemporaneamente sfogare l'aria attraverso valvole di sfiato. E ancora, si ricorre a pompe del tipo cosiddetto *autoadescante* ossia aventi una girante ad anello liquido: questa si avvia e adesca la pompa centrifuga a cui è accoppiata, senza dover riempire di liquido la condotta aspirante.

In fig. 34.23 è riportata un'elettropompa ad asse verticale: tale tipo di pompa consente di ovviare agli inconvenienti connessi all'adescamento e di fare a meno del locale che invece è quasi sempre necessario per l'installazione delle pompe ad asse orizzontale.

I gruppi sommersi (fig. 34.24) sono costituiti da una pompa centrifuga ad una o più giranti, direttamente accoppiate ad un motore elettrico a corrente alternata in

(11) Le pompe centrifughe generano una pressione o una depressione proporzionale alla densità del fluido che attraversa la girante. Ora, in una pompa centrifuga non adescata, e cioè non riempita d'acqua, la girante è attraversata soltanto da aria, il cui peso specifico è così basso che non consente alla pompa di generare una depressione tale da aspirare l'acqua sottostante. Per questo motivo si dice che le pompe centrifughe non sono autoadescanti.

grado di funzionare in acqua. Le elettropompe sommerse vengono impiegate quando l'acqua da captare si trova ad una profondità maggiore dell'altezza di aspirazione delle normali pompe centrifughe: è la situazione tipica dei pozzi trivellati, nei quali l'elettropompa è immersa sospesa alla tubazione di mandata, sopportata a sua volta da una staffa poggiante sull'orlo del pozzo (fig. 34.5).

34.4. BIBLIOGRAFIA

G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori Editore.
G. De Marchi, *Idraulica*, Milano, Hoepli.
C. Mistrangelo, *Provvista e distribuzione di acqua potabile*, Milano, Hoepli.
H. Babbit-J. Doland, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill Company Inc.,
Audoli & Bertola, Bonariva, Bosco, Massarenti, Trisonda, *Cataloghi tecnici*.

35. Impianti di distribuzione dell'acqua

35.1. PREMESSA

In uno stabilimento industriale l'acqua può essere impiegata per usi industriali, potabili e antincendio.

Poiché è buona regola tenere le reti di distribuzione di tali acque distinte fra loro, suddivideremo anche la trattazione in tre parti, ciascuna corrispondente ad uno degli impieghi suddetti.

Fin d'ora, però, precisiamo che mentre la rete dell'acqua potabile può anche essere impiegata – nel caso di consumi limitati – per alimentare le utenze di acqua industriale, non può avvenire l'inverso, a meno di sottoporre l'acqua industriale ad un preventivo trattamento di potabilizzazione. Nel caso di piccoli impianti e per produzioni che presentino scarsi pericoli di incendio, l'acqua antincendio può essere alimentata dalla rete dell'acqua potabile o industriale, purché siano assicurate la pressione e la continuità di alimentazione richieste dalle esigenze della rete antincendio.

35.2. ACQUA INDUSTRIALE

Si individua con il termine *acqua industriale* quell'acqua che, nell'ambito di uno stabilimento, viene utilizzata come:
- mezzo di raffreddamento in determinati impianti o processi di lavorazione;
- materia prima nelle lavorazioni che richiedono acqua per lo sviluppo di certe reazioni o produzioni;
- mezzo di lavaggio o solvente;
- agente meccanico negli impianti, apparecchiature o macchine di tipo idraulico;
- produzione di vapore e trasporto di calore;
- preparazione di bagni;
- trasporto di materie prime o di scarto;
- raffrescamento dell'aria ambiente;
- lavaggio di polveri e gas.

Come si è detto, per bassi consumi e purché non venga compromessa la potabilità

dell'acqua, si possono alimentare le utenze industriali con la rete dell'acqua potabile. A titolo puramente orientativo, si potrebbe indicare in 20 m³/h la portata massima di acqua industriale che si può ancora prelevare dalla rete potabile, senza sdoppiare i circuiti; oltre tale valore, si rende praticamente indispensabile prevedere due circuiti indipendenti.

Le principali fonti di alimentazione dell'acqua industriale sono:

– mare, fiumi, canali, laghi;

– falde sotterranee.

Le modalità di captazione dell'acqua da tali fonti sono già state esaminate nel capitolo 34.

L'acqua, prelevata da una delle fonti sopra considerate e – ove occorra – depurata dalle impurezze in essa contenute, può essere pompata in rete; però, se i consumi risultano variabili, si rende opportuno ricorrere a serbatoi di accumulo. L'immagazzinamento è pure necessario quando il rifornimento di acqua subisce variazioni sensibili nelle 24 ore.

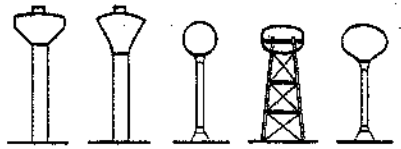


Fig. 35.1 – Tipi di serbatoi sopraelevati per l'accumulo di acqua.

Fra i sistemi di accumulo dell'acqua citiamo anzitutto i serbatoi sopraelevati (fig. 35.1). L'acqua proveniente da pozzi, canali, fiumi od altre fonti viene pompata dentro uno di tali serbatoi che, riempiendosi, assicura una disponibilità di acqua per ogni evenienza (punte, interruzione del rifornimento primario, interventi antincendio e così via). Detti serbatoi, costruiti in acciaio o in cemento armato, possono avere forme svariatissime (cilindrica, sferica, a fungo, ecc.).

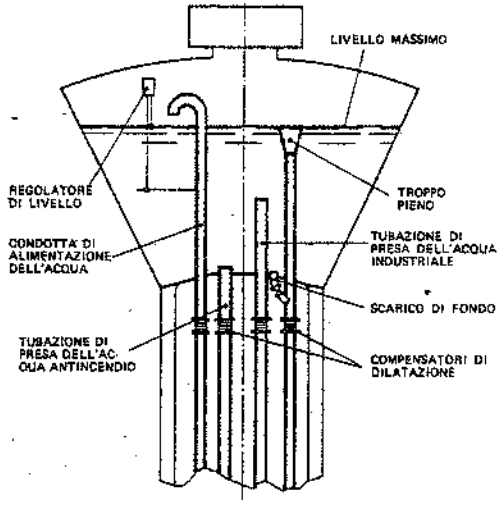


Fig. 35.2 – Sezione tipica di un serbatoio sopraelevato per l'accumulo di acqua industriale e antincendio.

L'altezza da terra di un serbatoio sopraelevato deve essere scelta in modo che l'acqua pervenga alle utenze alla pressione richiesta, tenuto conto delle perdite di carico nella rete di distribuzione.

Se, come spesso avviene, il serbatoio serve anche come riserva di acqua per fronteggiare eventuali incendi, l'altezza da terra del fondo del serbatoio stesso non dovrebbe essere inferiore a 30÷35 m: ciò al fine di assicurare all'acqua una pressione sufficiente per il buon funzionamento dell'impianto antincendio.

La tubazione che alimenta l'acqua (1) arriva nella parte superiore del serbatoio

(1) Quando l'acqua proviene da più sorgenti (ad esempio, due o più pozzi trivellati), le diverse tubazioni convergono in un'unica condotta, la quale alimenta tutta l'acqua al serbatoio sopraelevato.

(fig. 35.2); la condotta di captazione dell'acqua industriale parte da una altezza tale da lasciare sempre disponibile nel serbatoio un volume d'acqua variabile – a seconda dei casi – da un terzo a tre quarti della capacità totale del serbatoio; tale acqua rimane costantemente immagazzinata a disposizione della rete antincendio, la cui condotta parte quasi dal fondo del serbatoio. Deve essere naturalmente prevista una tubazione, di solito collegata con la fognatura, per lo scarico di troppo pieno. Inoltre, il fondo del serbatoio è collegato al tubo di troppo pieno con una tubazione – intercettata da saracinesca – che consente lo scarico totale in caso di necessità.

Un altro sistema di accumulo dell'acqua consiste nella costruzione di vasche in cemento armato, interrate o seminterrate, dalle quali l'acqua viene successivamente pompata alle utenze dello stabilimento. La fig. 35.3 si riferisce appunto ad una costruzione del genere.

Oltre a vasche interrate ed a serbatoi aerei, si ricorre anche a serbatoi metallici fuori terra (fig. 35.4) i quali presentano, rispetto a quelli aerei, il vantaggio di un costo minore: nelle regioni a clima freddo richiedono però un riscaldamento invernale dell'acqua, stante il pericolo del gelo.

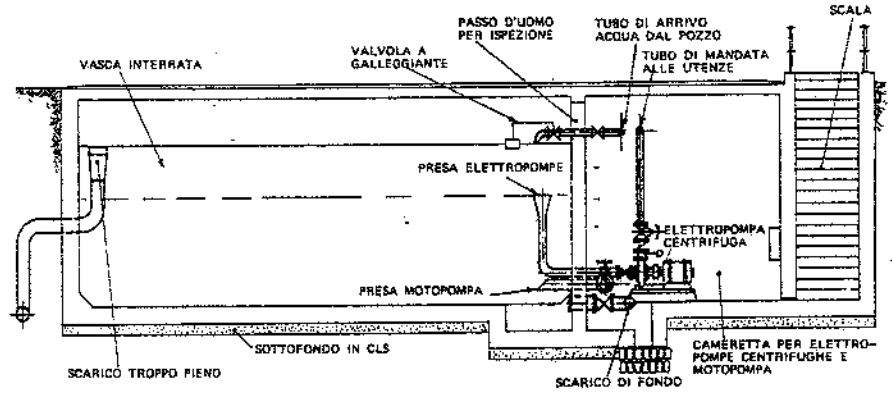


Fig. 35.3 – Vasca interrata per l'accumulo di acqua.

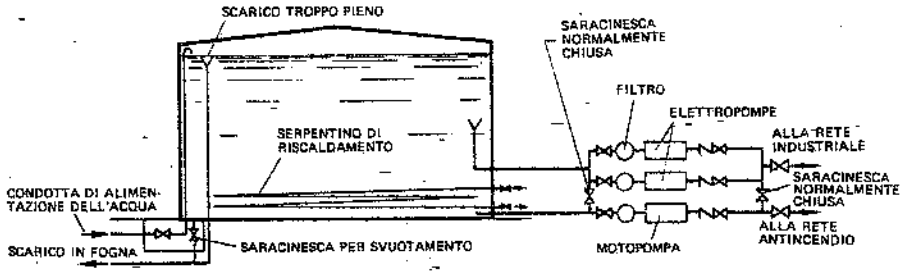


Fig. 35.4 – Serbatoio metallico fuori terra, ad asse verticale, per l'accumulo di acqua.

Anche nel caso dei serbatoi fuori terra e delle vasche interrate o seminterrate, una parte dell'acqua può essere riservata alle esigenze antincendio. Si deve però prevedere il pompaggio tanto dell'acqua destinata alla rete industriale quanto dell'acqua per le esigenze antincendio. Inoltre, se si vuole garantire la sicurezza dell'alimentazione, è necessario affiancare alle elettropompe una o più motopompe e/o collegare le elettropompe (o una parte delle stesse) con un gruppo elettrogeno.

La capacità dei serbatoi di accumulo deve essere tale da assicurare l'acqua occorrente durante i periodi di punta (mentre la pompa o le pompe che alimentano il serbatoio continuano a pompare la portata media riferita ai consumi giornalieri) oppure da alimentare le utenze per un periodo di tempo prestabilito anche in mancanza dell'alimentazione al serbatoio.

La valutazione della capacità di un serbatoio per acqua industriale non presenta difficoltà se si conosce l'andamento (anche solo approssimativo) dei consumi durante le ore lavorative dello stabilimento (fig. 35.5).

Infatti, supposto noto tale andamento, si può facilmente risalire alla portata da richiedere alla o alle pompe di alimentazione, integrando graficamente il diagramma dei consumi e dividendo il consumo giornaliero totale per il numero di ore lavorative. Si congiunge poi con un segmento di retta l'origine O con il punto terminale P della curva integrale e si tracciano le parallele a quel segmento per i punti più lontani della curva integrale: il segmento verticale intercettato dalle due parallele più distanti

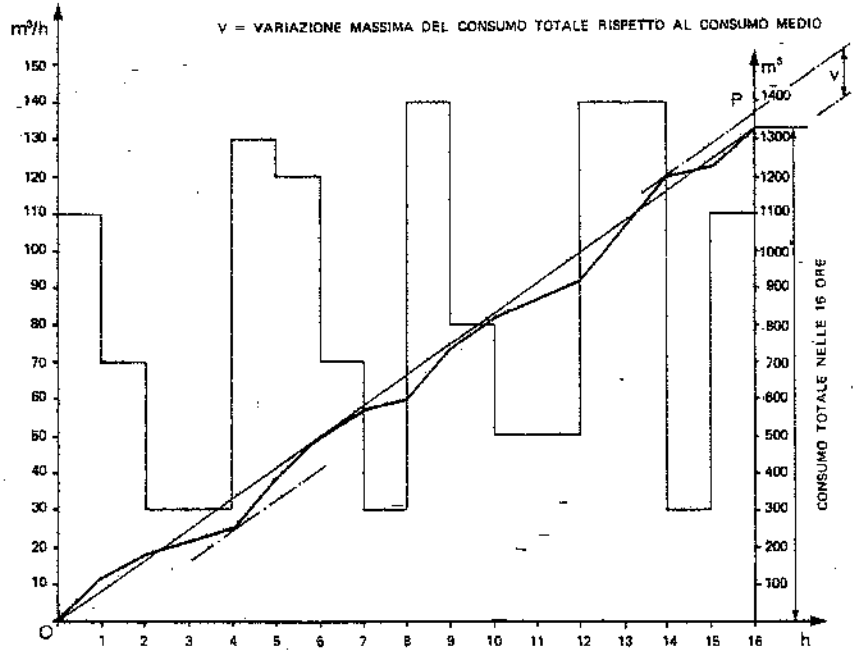


Fig. 35.5 – Determinazione della capacità minima di un serbatoio di accumulo dell'acqua destinata ad utenze industriali.

fra di loro fornisce, nella scala adottata per l'integrale, la capacità minima del serbatoio.

Per sicurezza, tale capacità viene adeguatamente aumentata per tener conto di eventuali, anche se temporanee, richieste di acqua industriale non previste nel diagramma dei consumi oppure di una interruzione nell'alimentazione del serbatoio.

La capacità dei serbatoi può anche essere ricavata ricorrendo alla simulazione dei consumi da parte delle varie utenze oppure a criteri empirici o analogici.

Nei casi in cui non si intende prevedere un serbatoio sopraelevato e si vuole avere una pressione in rete approssimativamente costante, si ricorre alle autoclavi (fig. 35.6). Queste consistono in un serbatoio allacciato alla rete di alimentazione dell'acqua mediante una elettropompa; al serbatoio è collegato un compressore asservito ad un livellostato ed avente la funzione di mantenere un "cuscino d'aria" nella parte superiore del serbatoio. Quando la pressione interna, a seguito di prelievi di acqua, scende sotto un certo limite, la pompa viene messa in funzione da un pressostato e riporta la pressione nel serbatoio al limite superiore, raggiunto il quale la pompa si ferma; si ha pertanto una escursione della pressione nella rete di distribuzione, la cui ampiezza viene prestabilita in relazione alle necessità.

Quando non si adotta l'autoclave ed il pozzo oppure il serbatoio fuori terra (seminterrato o interrato) sono direttamente collegati alla rete di distribuzione dell'acqua, conviene installare, a valle delle pompe, una valvola servocomandata per la regolazione della portata o della pressione (figg. 35.7, 32.60 e 32.61): in tale modo, si mantiene uniforme la pressione in rete e si recupera il "surplus" di acqua non utilizzata; per contro, risulta sprecata l'energia spesa per il sollevamento della portata restituita.

I tubi impiegati per la costruzione delle reti di distribuzione dell'acqua industriale all'interno di uno stabilimento sono di acciaio, ghisa sferoidale oppure di materie plastiche (polietilene).

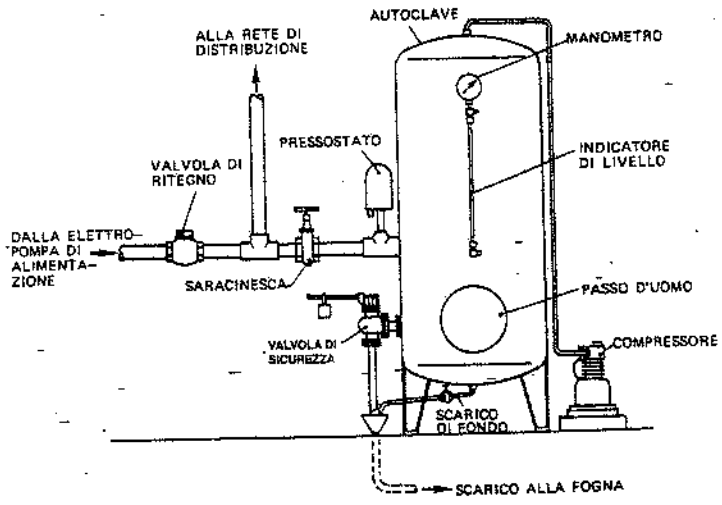


Fig. 35.6 – Autoclave installata su una rete di alimentazione dell'acqua per la regolazione della pressione.

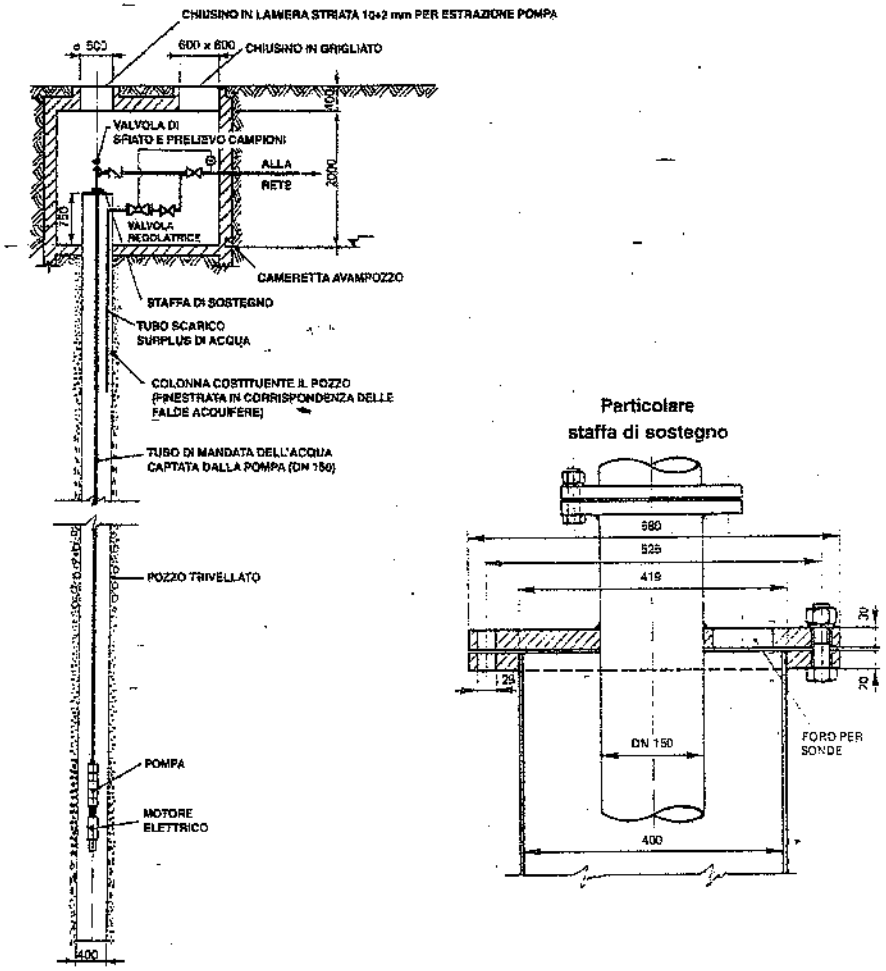


Fig. 35.7 – Installazione di una valvola regolatrice di pressione servocomandata sulla tubazione di mandata dell'acqua captata da un pozzo trivellato e pompata direttamente in rete.

Le tubazioni interrate sono costruite con tubi di acciaio o di ghisa sferoidale (tutti adeguatamente protetti contro la corrosione) o, ancora, di materie plastiche.

La fig. 35.8 schematizza una rete generale dell'acqua industriale nell'ipotesi che l'acqua sia captata da un pozzo, immagazzinata in un serbatoio sopraelevato e distribuita nello stabilimento industriale per caduta: nel caso specifico, la rete di distribuzione interna al fabbricato è del tipo "a maglie", con collegamenti trasversali dotati di saracinesche alle due estremità.

Al fine di consentire lo svuotamento della rete, le tubazioni vengono installate con pendenze dello 0,2÷0,4%, convergenti verso appositi scarichi nella fognatura o

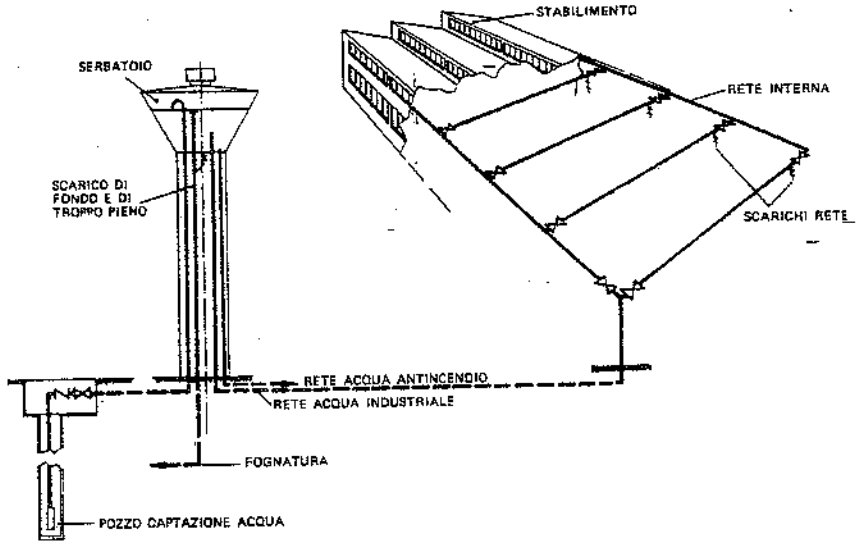


Fig. 35.8 – Rete di distribuzione dell'acqua industriale con serbatoio di accumulo sopraelevato.

nelle condotte di adduzione all'impianto di recupero o a quello di depurazione.

Circa il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'acqua industriale, si rimanda al § 35.5.

35.3. ACQUA POTABILE

Nel capitolo 14 (§ 3) abbiamo già elencato gli impianti igienico-sanitari degli stabilimenti industriali che devono essere alimentati con acqua potabile (docce, lavabi, bidè, fontanelle per bere, cucine) ed i relativi fabbisogni minimi: trattasi di circa 50 litri pro-capite e pro-die, escluso l'eventuale ristorante: il consumo giornaliero relativo a quest'ultimo varia da 20÷25 litri/persona nel caso di un servizio per 200 persone/turno a 10÷12 litri/persona nel caso di un servizio per 1000 persone/turno (tali fabbisogni includono sia l'acqua fredda sia l'acqua riscaldata). In totale, 60÷75 litri pro-capite e pro-die.

Sempre nel capitolo 14 abbiamo indicato il fabbisogno minimo di acqua – solitamente di tipo industriale – per vasi alla turca, W.C. e orinatoi. In totale, si considera un fabbisogno non inferiore a 70÷80 litri pro-capite e pro-die (nell'ipotesi che vi sia un orinatoio ogni 30 persone), purché gli orinatoi siano a lavaggio comandato o intermittente (orinatoi a lavaggio continuo fanno all'incirca raddoppiare il fabbisogno giornaliero pro-capite).

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione non basta disporre dei fabbisogni minimi giornalieri e per persona; occorre anche conoscere le portate da alimentare ai singoli servizi. A titolo indicativo, si possono adottare i seguenti valori (massimi):

- docce: 0,10 l/s;
- fontanelle: 0,025 l/s;
- lavabi normali: 0,10 l/s; lavabi a più rubinetti: 0,07 l/s per becco.

Per quanto riguarda i servizi alimentati con acqua industriale suggeriamo:
– W.C. o vasi alla turca (con cassetta di cacciata singola): 0,05 l/s;
– orinatoi a lavaggio comandato o intermittente (2): diametro 15÷17 mm=0,10 l/s; diametro 22÷25 mm=0,20 l/s.

I consumi unitari suddetti si riferiscono naturalmente ai soli periodi di impiego dell'acqua e costituiscono delle punte. È evidente che la rete di alimentazione dell'acqua ai vari servizi deve essere dimensionata per tali punte e non per i consumi medi giornalieri.

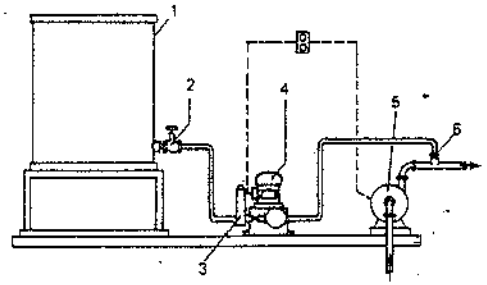
Per non richiedere alla sorgente di alimentazione portate di acqua elevate in certe ore del giorno e ridottissime in altre, è consigliabile prevedere un accumulo di acqua in serbatoi aerei o interrati. In tale caso, il consumo medio giornaliero viene preso in considerazione solo per il progetto dell'impianto di derivazione o captazione delle acque e del relativo allacciamento al serbatoio di accumulo. Di qui, l'acqua viene inviata alle utenze per caduta (se si tratta di un serbatoio sopraelevato) o per pompaggio (se il serbatoio è interrato).

Supponendo che il serbatoio serva esclusivamente per l'accumulo dell'acqua potabile destinata ai servizi igienico-sanitari, il suo volume può essere calcolato imponendo che l'acqua immagazzinata soddisfi alle punte dei consumi. Ad esempio, se uno stabilimento, in relazione al numero dei dipendenti, ha 25 lavabi e 5 docce e si può ritenere che il periodo di punta sia concentrato in venti minuti, la capacità del serbatoio (supponendo che tutte le utenze siano contemporaneamente in funzione per 20 minuti) deve risultare pari a:

$$(25 + 5) \cdot 0{,}10 \cdot 1200 = 3600 \text{ litri.}$$

Naturalmente, quando non si prevede il serbatoio di accumulo, anche la rete di allacciamento all'acquedotto o alla sorgente di captazione va dimensionata per sopperire ai massimi consumi delle utenze.

Escluso il caso di prelievo dell'acqua da un acquedotto pubblico, si dovrà richiedere alla unità socio-sanitaria locale l'esecuzione di analisi chimiche e batteriologiche (trimestrali per i primi 3 anni, successivamente una volta ogni 6 mesi), atte a controllare la potabilità dell'acqua alla captazione ed alle varie utenze; per queste ultime, l'analisi occorre anche se l'acqua proviene da acquedotto pubblico. Quando l'acqua disponibile non è sicuramente potabile, si prevedono impianti di potabilizzazione, che sovente sono del tipo a clorazione. La fig. 35.9 schematizza un impianto del genere: in un serbatoio viene preparata la soluzione sterilizzante



1. Vasca di preparazione soluzione – 2. Rubinetto di chiusura – 3. Apparecchio di regolazione del dosaggio – 4. Dosatore – 5. Pompa di sollevamento – 6. Diffusore.

Fig. 35.9 – Schema di un impianto di potabilizzazione dell'acqua.

(2) Gli orinatoi a lavaggio continuo consumano ininterrottamente 0,05 l/s.

(ad esempio, acqua distillata e ipoclorito di sodio in percentuali opportune) che poi perviene alla pompa erogatrice a membrana od a pistone, la cui funzione è quella di dosare nell'acqua pompata allo stabilimento la percentuale di cloro indicata dalla USSL. Va rilevato che l'azione sterilizzante del cloro persiste solo per un paio di giorni, per cui si devono evitare immagazzinamenti dell'acqua con esso trattata.

Oltre alla sterilizzazione mediante cloro, ricordiamo quella con ozono. Questo procedimento è più costoso della clorazione, ma l'acqua risulta incolore, inodore e insapore. Altri procedimenti di depurazione sono quelli a ultrasuoni ed a raggi ultravioletti.

Al fine di non compromettere la potabilità dell'acqua nella rete di distribuzione interna allo stabilimento, questa viene comunemente realizzata con tubi zincati del tipo unificato oppure di materie plastiche di tipo particolare (atossico).

Per le tubazioni interrate si ricorre a tubi di acciaio oppure di ghisa sferoidale o ancora di materie plastiche: tutti questi tubi sono internamente trattati in modo da non compromettere la potabilità dell'acqua; quelli di acciaio e di ghisa sono anche rivestiti esternamente.

Anche le curve ed i raccordi impiegati per le reti dell'acqua potabile sono unificati. Le valvole sono di bronzo e hanno ovviamente gli stessi diametri dei tubi unificati.

La fig. 35.10 riporta lo schema di una rete di alimentazione dell'acqua potabile: i concetti informatori sono gli stessi già visti a proposito delle reti generali di distribuzione dell'acqua industriale: "a maglie", con collegamenti trasversali intercettabili; pendenza delle tubazioni 0,2÷0,4%; scarichi della rete ubicati nei punti di minore altezza.

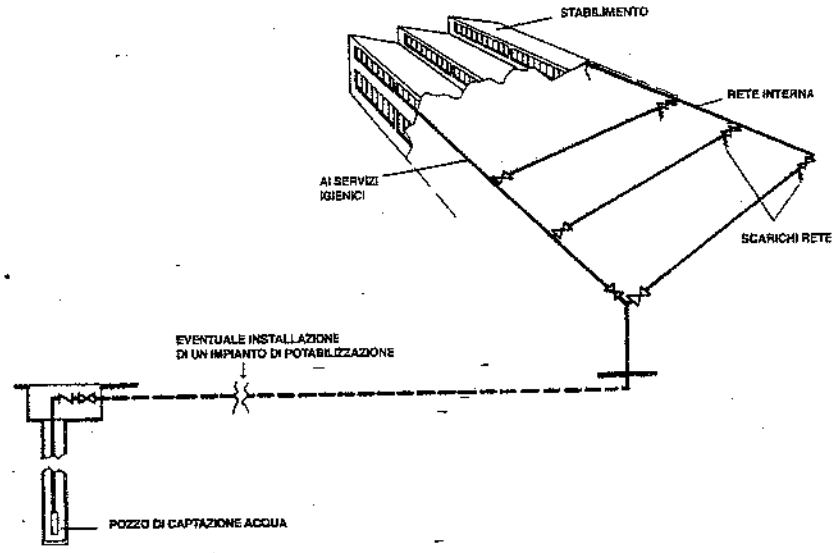


Fig. 35.10 – Rete di distribuzione dell'acqua potabile (captata da un pozzo trivellato).

Sovente, però, la rete di distribuzione dell'acqua potabile non è a maglie, bensì a pettine (fig. 35.11); ciò in quanto l'ubicazione delle utenze ed i relativi consumi sono ben definiti ed è quindi possibile prevedere fin dall'inizio lo sviluppo della rete, la potenzialità delle fonti di alimentazione ed il dimensionamento delle condotte di distribuzione.

La progettazione dei due tipi di rete sarà esaminata al § 35.5.

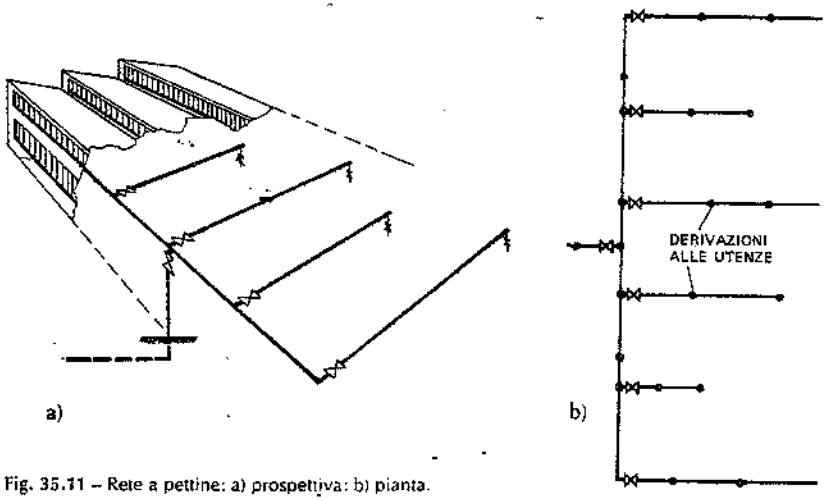


Fig. 35.11 – Rete a pettine: a) prospettiva; b) pianta.

35.4. ACQUA ANTINCENDIO

L'acqua è il mezzo più efficace di intervento contro incendi di materiali combustibili solidi che danno luogo alla formazione di braci.

Degli impianti antincendio ad acqua si tratterà nel capitolo 37, dedicato agli "impianti e dispositivi di protezione antincendio".

Qui ci limitiamo a far presente che, in genere, si prevedono una rete antincendio esterna allo stabilimento (interrata) ed una rete antincendio interna (aerea): di solito, tali reti sono ad anello, con collegamenti trasversali nel caso delle reti interne.

Le reti, sia aeree che interrate, sono realizzate con gli stessi tipi di tubi già indicati a proposito delle reti dell'acqua industriale.

Nel caso degli impianti specifici come quelli a sprinkler e a nebulizzatori, di cui si dirà al capitolo 37, si ricorre in genere a tubi di acciaio zincati.

35.5. PROGETTAZIONE DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Esaminiamo ora la progettazione delle reti di distribuzione dell'acqua industriale e potabile negli stabilimenti industriali.

Tale progettazione consiste essenzialmente nella determinazione dei diametri delle tubazioni, essendo in genere note le lunghezze di queste, le pressioni e le portate d'acqua richieste dalle utenze.

Le lunghezze delle tubazioni sono note in quanto la geometria della rete viene stabilita a priori, in base al plant layout, alle caratteristiche del fabbricato, alle esigenze del servizio. Le portate d'acqua da alimentare alle utenze costituiscono un altro dato del problema, insieme alla pressione richiesta all'utilizzazione.

La determinazione dei diametri si effettua applicando il criterio del minimo costo totale.

Peraltro, una valutazione di massima del diametro delle tubazioni convoglianti portate note di acqua può già essere impostata assumendo valori medi della velocità del fluido variabili da 1 a 2 m/s. La rete dell'acqua antincendio fa caso a sé: infatti, poiché essa viene utilizzata saltuariamente e per tempi limitati, il criterio del minimo costo ha un'importanza relativa; pertanto, tale rete viene in genere dimensionata assumendo valori della velocità dell'acqua variabili da 2 a 3 m/s.

Due sono i tipi di rete realizzati in pratica per la distribuzione dell'acqua:

- *reti a pettine* (fig. 35.11);
- *reti a maglie* (fig. 35.12).

Di seguito illustriamo alcuni metodi di dimensionamento dei due tipi di rete suddetti.

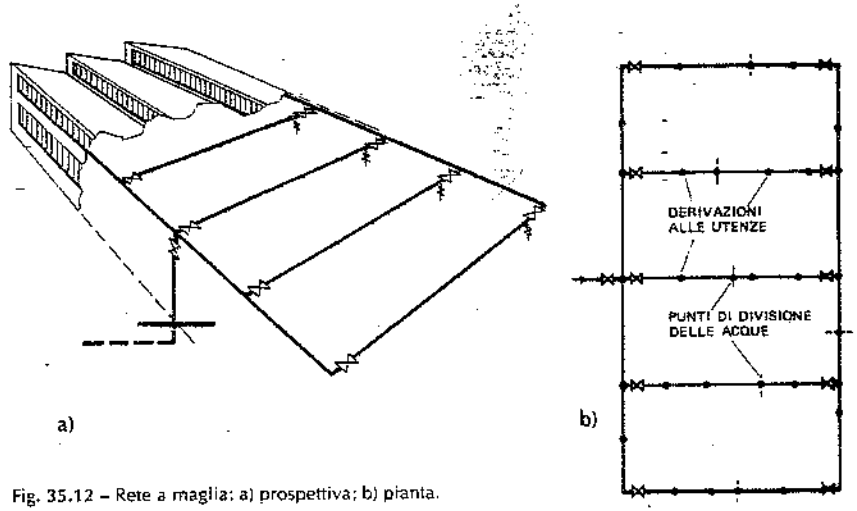


Fig. 35.12 – Rete a maglia: a) prospettiva; b) pianta.

1. Reti a pettine

Metodo del diametro economico

È il più adatto per il dimensionamento di condotte con servizio di estremità, ossia convoglianti acqua da una fonte di alimentazione a un punto di utilizzazione (figg. 35.13 e 35.14). Si presta però anche al dimensionamento delle reti di distribuzione interne agli stabilimenti industriali. Con riferimento alla rete a pettine di fig. 35.11, si applica il metodo in esame ai due collettori principali. Dimensionato il diametro di tali collettori, si valutano le quote piezometriche in corrispondenza dei

punti di derivazione dei rami secondari. D'altra parte, sono note in partenza le quote piezometriche in alcuni punti (utenze) dei rami secondari, per cui risulta possibile determinare il diametro di ciascun ramo applicando una delle formule monomie usuali per la valutazione delle perdite di carico h in un tronco generico di condotta avente lunghezza l e diametro D; com'è noto, tali formule sono del tipo:

$$h = k\frac{q^b l}{D^n} \tag{35.1}$$

Una delle formule più note per la determinazione di h è quella di Darcy:

$$h = \beta\frac{q^2 l}{D^n} \tag{35.2}$$

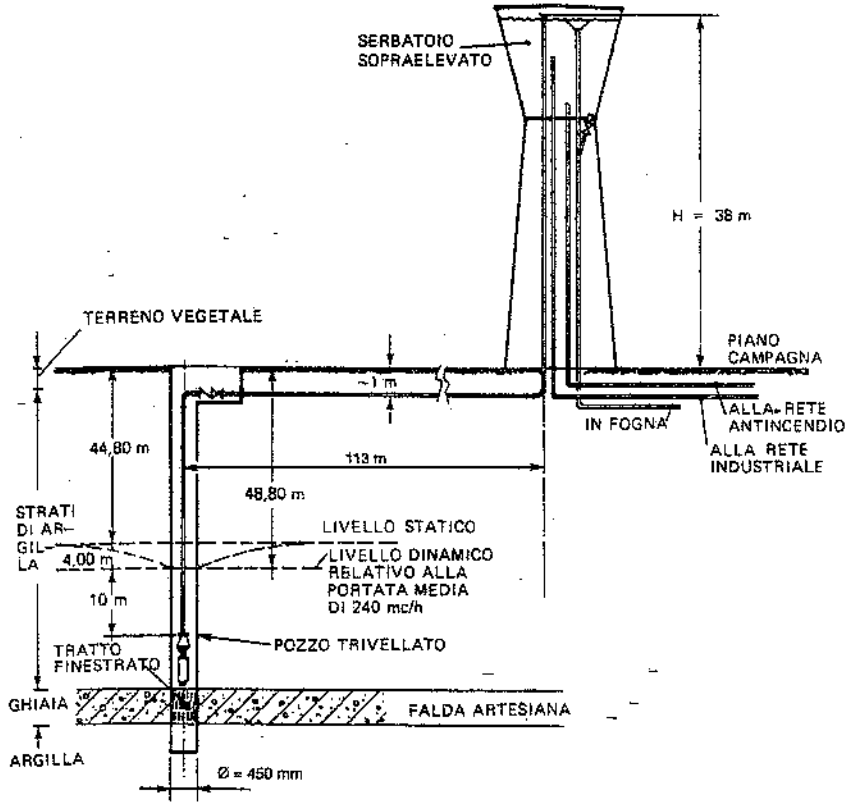


Fig. 35.13 – Esempio di condotta con servizio di estremità: pompaggio di acqua da un pozzo ad un serbatoio sopraelevato.

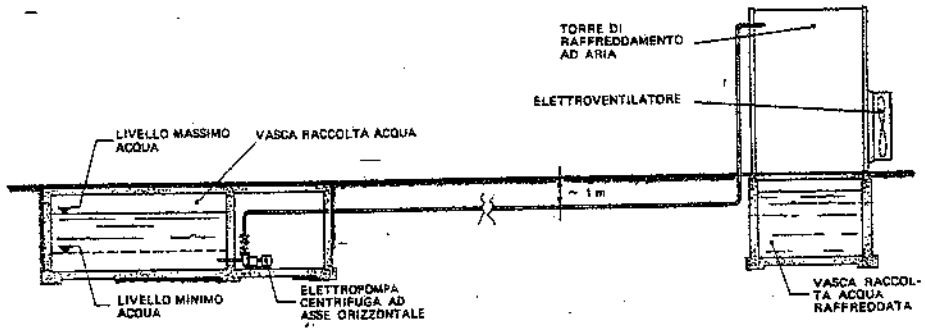


Fig. 35.14 – Esempio di condotta con servizio di estremità: pompaggio di acqua (calda) da una vasca interrata ad un impianto di raffreddamento ad aria atmosferica (v. cap. 48 § 13).

con β funzione della scabrezza e n = 5 (nel qual caso β dipende anche dal diametro) oppure n = 5,33 (β non dipende da D). Il nomogramma della fig. 35.15.a consente di calcolare direttamente i valori della perdita di carico h secondo la $\beta q^2 l/D^{5,33}$ in una determinata tubazione di acciaio. Inversamente, il nomogramma di fig. 35.15.b consente di individuare, in base alla stessa formula, il diametro delle tubazioni di acciaio nota che sia, oltre alla portata ed alla geometria della tubazione, la perdita di carico h ammessa o prefissata.

Nel caso che qui interessa assumeremo:

$$h = \beta \cdot \Sigma\frac{q_i^2 l_i}{D_i^n} \tag{35.3}$$

La sommatoria indicata nella (35.3) è dovuta al fatto che si deve tener conto delle diverse derivazioni di entità q_i distribuite lungo ciascun ramo i.

Il costo annuo di una rete di distribuzione dell'acqua risulta costituito dai seguenti componenti:

1. quota di ammortamento relativa alla rete;
2. quota di ammortamento relativa alle pompe;
3. costo di esercizio delle pompe;
4. costo di manutenzione delle pompe e della rete.

Conglobando i costi di manutenzione con quelli di ammortamento, il costo annuo totale C (lire/anno) per il pompaggio di una portata d'acqua Q (m^3/s) in una tubazione lunga L, può esprimersi sinteticamente con

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \tag{35.4}$$

dove:

C_1 = costo annuo dovuto all'ammortamento e alla manutenzione della tubazione;
C_2 = costo annuo dovuto all'ammortamento e alla manutenzione delle pompe;
C_3 = costo annuo dovuto al consumo di energia elettromotrice per il funzionamento delle pompe.

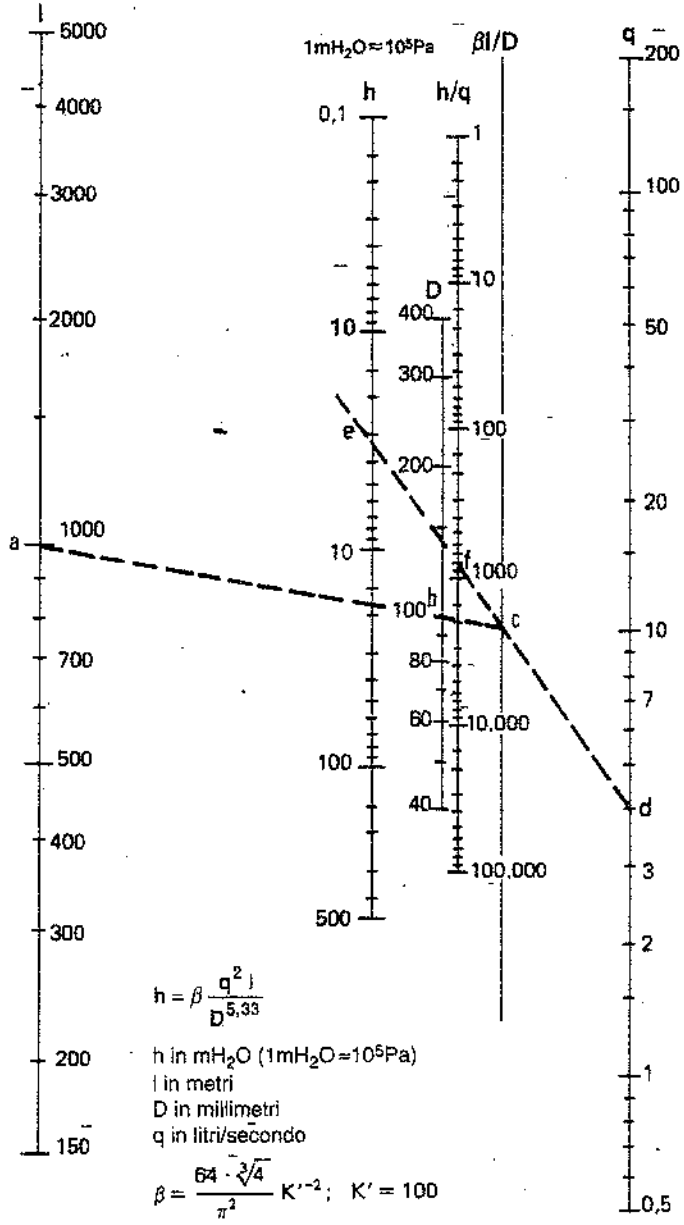


Fig. 35.15.a – Nomogramma per la determinazione della perdita di carico nei tubi di acciaio secondo la formula di Darcy.

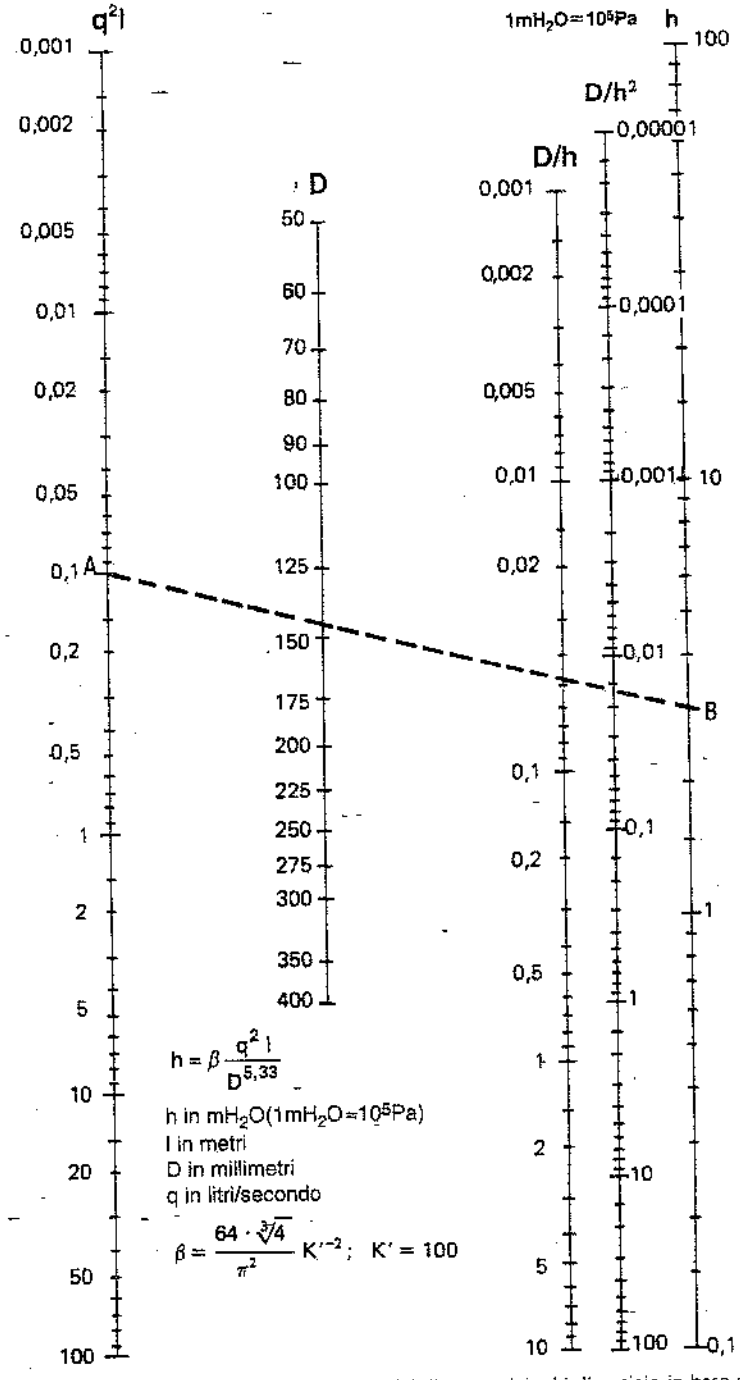


Fig. 35.15.b – Nomogramma per la determinazione del diametro dei tubi di acciaio in base alla formula di Darcy.

Come è ovvio, una diminuzione del diametro della rete provoca una diminuzione di C_1 e un aumento di C_2 e di C_3; viceversa, un aumento del diametro fa aumentare C_1 e diminuire C_2 e C_3. Si tratta di dimensionare le tubazioni e di scegliere le pompe in modo che il costo annuo totale risulti minimo.

Ora, il costo di 1 m di tubazione (lire/m) installata in opera, può essere calcolato mediante l'espressione:

$$A\,D^m$$

dove:

D = diametro interno della tubazione;

A,m = coefficienti che tengono conto del tipo di tubazione impiegato e dei prezzi correnti di fornitura e posa in opera della stessa nel momento in cui si realizza l'impianto (3).

Il costo delle pompe (in lire), complete di motore ed apparecchiatura elettrica, si può esprimere mediante la:

$$B\,P^p$$

dove:

P = potenza elettrica assorbita dal motore, in kW;

B,p = coefficienti che dipendono dal tipo di pompe impiegate (sommerse, ad asse orizzontale o verticale, ecc.).

Il costo dovuto al funzionamento delle pompe (in lire/anno) si ottiene moltiplicando la potenza elettrica assorbita P per il numero di ore annue di funzionamento N e per il costo unitario dell'energia elettrica c_w (lire/kWh):

$$c_w\,N\,P$$

Si può allora scrivere:

(35.5) $$C_1 = r_1\,A\,D^m\,L \qquad (4)$$

(35.6) $$C_2 = r_2\,B\left(\frac{1000}{102\,\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}L\right)^p \qquad (5)$$

(35.7) $$C_3 = c_w N \frac{1000}{102\,\eta}\cdot\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}L\right)$$

avendo adottato, oltre a quelli già noti, i seguenti simboli:

r_1 = fattore che assomma il termine unitario di ammortamento della rete e il coefficiente normalmente adottato per valutare il costo di manutenzione della stessa;

(3) In A viene pure conglobato un fattore dimensionale che tiene conto delle unità di misura adottate per C_1 e D.

(4) Se la condotta è costituita da n rami aventi diametri diversi D_i (decrescenti nel senso del flusso), ognuno lungo l_i, la (35.5) diventa:

$$C_1 = r_1 \sum_{i=1}^{n} A\,D_i^m\,l_i$$

dove n è il numero di rami costituente la condotta.

(5) Si è adottata la formula di Darcy per il calcolo delle perdite di carico nella tubazione; è peraltro sempre possibile considerare altre formule di tipo monomio.

r_2 = fattore che assomma il termine unitario di ammortamento delle pompe e il coefficiente normalmente adottato per valutare il costo di manutenzione delle stesse;

D = diametro interno del tubo (m);

L = lunghezza della tubazione (m);

η = prodotto del rendimento della pompa per il rendimento del motore (se la pompa ha il riduttore, η tiene anche conto del rendimento di questo);

H = prevalenza comprendente il dislivello geodetico della condotta e quello piezometrico richiesto allo sbocco (m);

β = coefficiente della formula di Darcy per il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni;

n = esponente del diametro del tubo D nella formula di Darcy.

In definitiva, la (35.4) si può scrivere nella forma seguente (35.8):

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = r_1\,A\,D^m\,L + r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^p + c_w\,N\,\frac{9,8}{\eta}\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)$$

Poiché si ricerca il diametro più economico della tubazione, deve essere nulla la derivata prima di C rispetto a D. La derivata della (35.8) vale:

$$\frac{dC}{dD} = m\,r_1\,A\,D^{m-1}\,L - n\,r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot p \cdot \beta\frac{Q^3}{D^{n+1}} \cdot L\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^{p-1} - n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\frac{Q^3}{D^{n+1}}\,L$$

Mettendo in evidenza L/D^{n+1} e annullando la derivata, si ottiene:

$$\frac{dC}{dD} = \frac{L}{D^{n+1}}\left[m\,r_1\,A\,D^{m+n} - n\,r_2\,B\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot p\,\beta\,Q^3\left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}L\right)^{p-1} - n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3\right] = 0$$

Si ha così la condizione di minimo costo:

(35.9) $$m\,r_1\,A\,D^{m+n} = n\,r_2\,B\,p\,\beta\,Q^3\left(\frac{9.8}{\eta}\right)^p \cdot \left(QH + \beta\frac{Q^3}{D^n}\,L\right)^{p-1} + n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3$$

L'espressione (35.9) resta valida sempre, purché si abbia l'avvertenza di introdurre i coefficienti adatti in relazione al tipo di pompe e tubazioni impiegate.

Introducendo la portata d'acqua da convogliare ed i diametri dei tubi unificati, si risolve la (35.9) con metodi di calcolo numerici, facilitati dall'impiego di un elaboratore elettronico. In genere, la condizione di minimo costo cade fra due valori successivi di diametri commerciali: fra i due, si sceglie il diametro per il quale la dC/dD ha il valore assoluto minore.

Se si trascura l'incidenza del costo dovuto alla pompa, la (35.9) si semplifica come segue:

(35.10) $$m\,r_1\,A\,D^{m+n} = n\,c_w\,N\frac{9.8}{\eta}\beta\,Q^3$$

Tale semplificazione è accettabile quando la prevalenza resistente dell'impianto è trascurabile rispetto alla somma della prevalenza geodetica e della pressione richiesta all'utenza oppure quando l'incidenza del costo della pompa è trascurabile rispetto al costo della tubazione (caso dei piccoli impianti).

La risoluzione della (35.10) può essere affrontata in modo analogo alla (35.9).

II. Reti a maglie

1) *Metodo della massima economia*

Questo primo metodo di dimensionamento delle reti a maglie (fig. 35.12) si basa sull'ipotesi semplificativa che il costo delle tubazioni sia proporzionale al diametro.

Prima di illustrare il procedimento di calcolo, introduciamo alcune espressioni correntemente usate per individuare le parti costituenti le reti a maglie. Queste comprendono le *maglie* vere e proprie e le cosiddette *diramazioni* (fig. 35.16).

Ogni maglia è costituita da tre o più *lati*, sui quali si individuano *rami* e *nodi*.

Si chiamano *nodi*:

- i punti di una tubazione ai quali perviene o dai quali defluisce una portata di acqua nota;
- il punto di una tubazione caratterizzato dal fatto che la portata erogata in quel punto proviene parte da una estremità e parte dall'altra estremità della tubazione (*punto di separazione delle acque*).

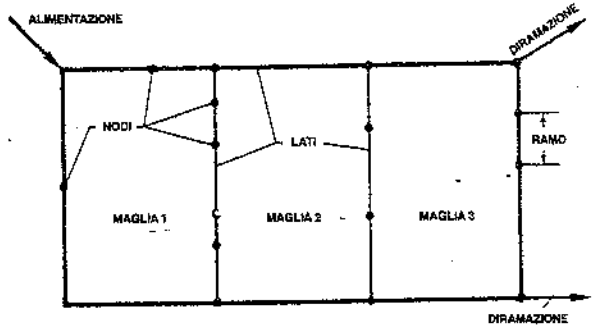


Fig. 35.16 – Composizione tipica di una rete a maglie.

Si denominano *rami* i tratti di tubazione (a sezione costante) compresi fra due nodi consecutivi.

Stanti le caratteristiche costruttive delle reti a maglie, è ovvio che devono essere soddisfatte le condizioni di seguito richiamate.

a) *Equazioni di continuità delle portate* applicate ad ogni *nodo* della rete:

$$\sum_N (\pm q_i) \pm Q_N = 0 \qquad (35.11)$$

dove $+q_i$ sono le portate che percorrono i rami convergenti nel nodo N; $-q_i$ le portate nei rami che ne divergono; $+Q_N$ indicano le portate che confluiscono al nodo N dall'esterno (alimentazione della rete), mentre $-Q_N$ sono le portate che si dipartono dallo stesso nodo (utenze): in altre parole, le q_i interessano i rami delle maglie e le Q_N le diramazioni.

b) *Principio di continuità dei carichi* (o *equazioni di movimento*), espresso dalle seguenti equazioni applicate ad ogni *maglia* della rete:

$$\sum_M (\pm h_i) = 0 \qquad (35.12)$$

assumendo la perdita di carico h_i con il segno + o il segno – a seconda che la corrente, lungo i lati di ogni maglia, ha senso concorde o discorde con il senso di circolazione preventivamente assunto come positivo.

La determinazione dei diametri e delle quote piezometriche incognite può effettuarsi applicando le *equazioni di massima economia*:

$$\sum_N \left(\pm \frac{D_i l_i}{h_i} \right) = 0 \qquad (35.13)$$

esprimenti la condizione che, per ogni nodo N della rete, la somma dei rapporti $D_i l_i / h_i$ relativi ai rami che convogliano acqua al nodo (segni +) deve essere uguale alla somma degli stessi rapporti relativi ai rami che da quel nodo si dipartono (segni –).

La formula (35.13) si può ricavare, ad esempio, facendo riferimento allo stralcio di rete di fig. 35.17, raffigurante un ramo che converge verso un nodo dal quale si dipartono due rami. Supposte note le prevalenze nei nodi 1, 2 e 3, le lunghezze dei tre rami e le portate q_1, q_2 e q_3, si può scrivere, applicando la legge di Darcy (o altra formula similare):

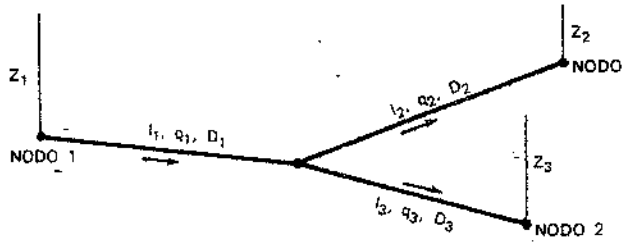


Fig. 35.17 – Stralcio di una rete idrica.

$$z_1 - z = \beta \frac{q_1^2 l_1}{D_1^n}$$

$$z - z_2 = \beta \frac{q_2^2 l_2}{D_2^n}$$

$$z - z_3 = \beta \frac{q_3^2 l_3}{D_3^n}$$

Quindi:

$$D_1 = \left(\frac{\beta q_1^2 l_1}{z_1 - z}\right)^{1/n}$$

$$D_2 = \left(\frac{\beta q_2^2 l_2}{z - z_2}\right)^{1/n}$$

$$D_3 = \left(\frac{\beta q_3^2 l_3}{z - z_3}\right)^{1/n}$$

Poiché si è supposto che il costo delle tubazioni sia proporzionale al diametro, si può esprimere il costo dei tre rami 1, 2, 3 nella forma:

$$C = R\,(D_1 l_1 + D_2 l_2 + D_3 l_3)$$

Dovendo ricercare il minimo costo, si impone:

$$\frac{dC}{dz} = 0$$

risolvendo la quale si ottiene appunto la (35.13).

Per l'applicazione delle equazioni di massima economia si individuano i punti di divisione delle acque in ciascun lato trasversale della rete: tali punti cadono ovviamente in corrispondenza di prelievi dalle tubazioni ovvero di nodi. Si determinano le portate nei singoli rami e, tenendo conto delle quote piezometriche note, si precisano le piezometriche dei punti di divisione in precedenza individuati (per ciascun lato si tratta ovviamente dei valori minimi rispetto ai valori della quota piezometrica in tutti gli altri nodi).

A questo punto si assumono valori piezometrici di tentativo (purché congruenti con le quote piezometriche note) nei vari nodi di ogni maglia.

Quindi, con la formula di Darcy o con altra formula analoga, si determinano i diametri dei tubi fra nodo e nodo.

Ciò fatto, si applicano le equazioni di massima economia. Per iterazioni successive si perviene ad individuare il diametro teorico più conveniente.

In pratica, si sceglieranno tubi i diametro unificato, limitando ragionevolmente le variazioni di diametro da un ramo all'altro (ciò può ovviamente alterare la condizione di massima economia).

Vale la pena di rilevare che una rete a maglie può anche essere dimensionata con il *metodo del diametro economico*. Basta infatti considerare il solo anello esterno (fig. 35.18) senza i lati trasversali, in luogo dei quali figureranno le relative portate in uscita (queste possono

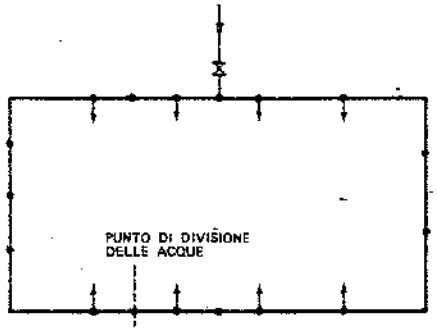


Fig. 35.18 – Dimensionamento dell'anello esterno di una rete a maglia con il metodo del diametro economico.

essere valutate individuando preventivamente i punti di divisione delle acque nei singoli lati). Determinato il punto di divisione delle acque dell'anello esterno, si dimensionano i due tratti di quest'ultimo con il metodo del diametro economico. Sono ora note le quote piezometriche z in corrispondenza dei nodi di estremità di ciascun lato interno all'anello. Stabilite le quote piezometriche minime z_{min} nei punti di divisione delle acque, si può applicare la formula monomia di Darcy o altra analoga, imponendo che per ognuno dei due tratti di tubazione compresi fra il rispettivo nodo di derivazione dall'anello esterno ed il punto di divisione delle acque risulti

$$h = \beta \Sigma \frac{q_i^2 l_i}{D_i^n} \leq z - z_{min}$$

2) *Metodo parametrico*

Questo metodo non introduce più l'ipotesi semplificativa del costo delle tubazioni direttamente proporzionale al diametro (6): i dati di partenza sono costituiti dalla geometria del circuito, dalle portate alle utenze e dai valori della pressione minima da assicurare in corrispondenza delle stesse.

Il procedimento è di tipo iterativo e viene sviluppato con l'ausilio di un elaboratore elettronico. Esso inizia con un dimensionamento preliminare della rete, corrispondente alla valutazione delle portate e delle pressioni nei vari rami e nodi.

Successivamente, il programma procede secondo le seguenti alternative:

- alternativa 1: in uno o più nodi la pressione conseguente al dimensionamento preliminare della rete è inferiore alla pressione minima richiesta; il programma individua il nodo caratterizzato dalla maggior differenza di pressione (rispetto alla pressione di progetto) e aumenta il diametro di uno o più rami della rete adottando il diametro unificato immediatamente superiore a quello della soluzione di partenza; il ramo o i rami sui quali il programma interviene, sono quelli il cui incremento di diametro provoca il massimo aumento di pressione nel nodo in questione con il minimo incremento di costo;
- alternativa 2: le pressioni nei nodi sono, quale più quale meno, superiori a quelle di progetto (alcune potrebbero anche essere uguali); il programma sceglie il nodo caratterizzato dalla minima differenza fra la pressione risultante e la pressione di progetto e prova a diminuire il diametro di uno o più rami della rete adottando il diametro unificato immediatamente inferiore, sempre tenendo presente la condizione che la pressione nei nodi non scenda sotto i valori di progetto (7); il ramo o i rami interessati dal procedimento sono quelli il cui decremento provoca la minima diminuzione di pressione nel nodo in esame con la massima diminuzione di costo.

Ad ogni iterazione viene calcolato il costo annuo dovuto all'ammortamento ed alla manutenzione della rete e delle pompe, nonché il costo annuo dovuto al consumo di energia elettromotrice per il funzionamento delle pompe stesse, in base a espressioni come le (35.5), (35.6) e (35.7); si perviene così a individuare la soluzione cui corrisponde il minimo costo globale.

3) *Metodo di Cross*

Il *metodo di Hardy Cross* o del *bilanciamento dei carichi* ricerca anzitutto una

(6) Il costo annuo totale dell'alimentazione dell'acqua alle utenze è quindi esprimibile con espressioni come la (35.8).

(7) In realtà, l'approssimazione richiesta alla progettazione consente tolleranze (di entità stabilita a priori) in più o in meno rispetto alla pressione di progetto.

soluzione che soddisfi le equazioni di continuità delle portate (35.11).

Tale soluzione sarà in genere sbilanciata rispetto ai carichi; deve pertanto essere corretta, facendo circolare in ogni maglia una portata tale da realizzare il bilanciamento dei carichi.

Poiché le maglie hanno lati in comune, il bilanciamento, eseguito per una generica maglia, sbilancerà le maglie contigue già precedentemente bilanciate.

Occorre quindi eseguire una prima serie di bilanciamenti, ripetendo più volte l'operazione. In generale, però, con due o tre serie di bilanciamenti si ottengono risultati già sufficientemente approssimati.

In termini quantitativi il procedimento assume la forma seguente.

Come detto in precedenza, per una soluzione che soddisfi le condizioni di continuità delle portate e cioè tale che

$$\sum_N (\pm q_i) \pm Q_N = 0$$

si ha in genere

$$\sum_M \left(\pm r_i q_i^2\right) \neq 0 = \Delta h$$

essendo

$$r_i = k \frac{l_i}{D_i^n}$$

In altri termini, la rete è sbilanciata rispetto ai carichi.

Per annullare Δh si considera una portata correttiva di verso e di entità tale da realizzare il bilanciamento della maglia, e cioè tale che sia:

$$\sum_M \left[\pm r_i \left(q_i \pm q_c\right)^2\right] = 0$$

dove q_c rappresenta la portata correttiva. Si noti che questa non sbilancia l'equazione di continuità delle portate in quanto la stessa portata q_c arriva e riparte dallo stesso nodo. Trascurando i termini di secondo grado e risolvendo rispetto a q_c si ottiene:

$$q_c = -\frac{\Sigma\left(\pm r_i q_i^2\right)}{2 \Sigma r_i q_i} \tag{35.14}$$

Poiché l'operazione deve essere ripetuta per tutte le maglie della rete, le portate correttive si sommano algebricamente alle portate q_i fluenti lungo i lati comuni delle maglie.

Il metodo iterativo di Hardy Cross può essere sviluppato con calcoli manuali nel caso di reti non troppo estese (8). Viene spesso impiegato per controllare la bontà di un dimensionamento effettuato con un procedimento qualsiasi e per verificare se una rete esistente, alla quale siano state apportate variazioni nelle derivazioni o nei consumi, soddisfa ancora le condizioni di ottimizzazione valide inizialmente: è infatti un metodo di verifica per antonomasia.

(8) Altri metodi, come quello di Newton-Rapson, sono sviluppati esclusivamente con calcolatori elettronici.

35.6. PERDITE DI CARICO ENTRO TUBI DI VARIO TIPO

Riteniamo utile riportare alcuni diagrammi che forniscono le relazioni fra perdita di carico, diametro, portata e velocità dell'acqua nel caso di tubi rettilinei costruiti in materiali diversi.

L'abaco di fig. 35.19 si riferisce a tubi di acciaio nuovi, bitumati internamente, aventi diametri variabili da DN 40 a DN 400 e convoglianti acqua a 15°C.

Il diagramma è stato costruito utilizzando la *formula di Scimemi-Veronese:*

$$J = 6{,}81 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1{,}82}}{D^{4{,}71}} \tag{35.15}$$

dove:

J = perdita di carico in m/km di condotta (1 $mH_2O \approx 10^5$ Pa);
Q = portata d'acqua in l/s;
D = diametro interno effettivo del tubo in mm.

Per tener conto del fatto che, con il tempo, le perdite di carico nei tubi aumentano, è consigliabile moltiplicare i valori di J ricavati dalla (35.15) o letti sul diagramma di fig. 35.19, per un coefficiente compreso fra 1,1 e 1,4: i valori minori si adottano nel caso di acque poco dure, non aggressive e aventi bassa acidità oppure per tubi aventi i diametri più elevati della gamma considerata (in tali tubi, com'è intuitivo, l'aumento della scabrezza esercita un'influenza minore sulla perdita di carico).

Nel caso di tubi di acciaio nuovi zincati, si può adottare la *formula di Marchetti:*

$$J = 12 \cdot 10^8 \cdot \frac{Q^{1{,}83}}{D^{4{,}83}} \tag{35.16}$$

con la quale è stato costruito il diagramma di fig. 35.20.

Trattandosi di tubi zincati, le condizioni della superficie rimangono invariate nel tempo, per cui i valori di J ricavati con la (35.16) non devono essere maggiorati per i tubi usati.

In generale, a tutti i tipi di tubi può essere applicata la *formula di Colebrook e White:*

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3{,}7 \cdot D} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}}\right) \tag{35.17}$$

dove:

$\lambda = \dfrac{D \cdot i}{v^2/2g}$ = indice di resistenza, adimensionale (essendo i la perdita di carico in metri/metro di tubo e v la velocità dell'acqua nei tubi in m/s);

$Re = \dfrac{v D}{\nu}$ = numero di Reynolds, adimensionale (ν è la viscosità cinematica del liquido in m^2/s);

ε = scabrezza delle pareti del tubo in metri (9);
D = diametro interno del tubo in metri.

(9) Nel caso di tubi rivestiti con malta cementizia o bitumati si assume $\varepsilon = 0{,}1$ mm, mentre si può all'incirca considerare $\varepsilon = 0{,}05$ nel caso di tubi grezzi nuovi.

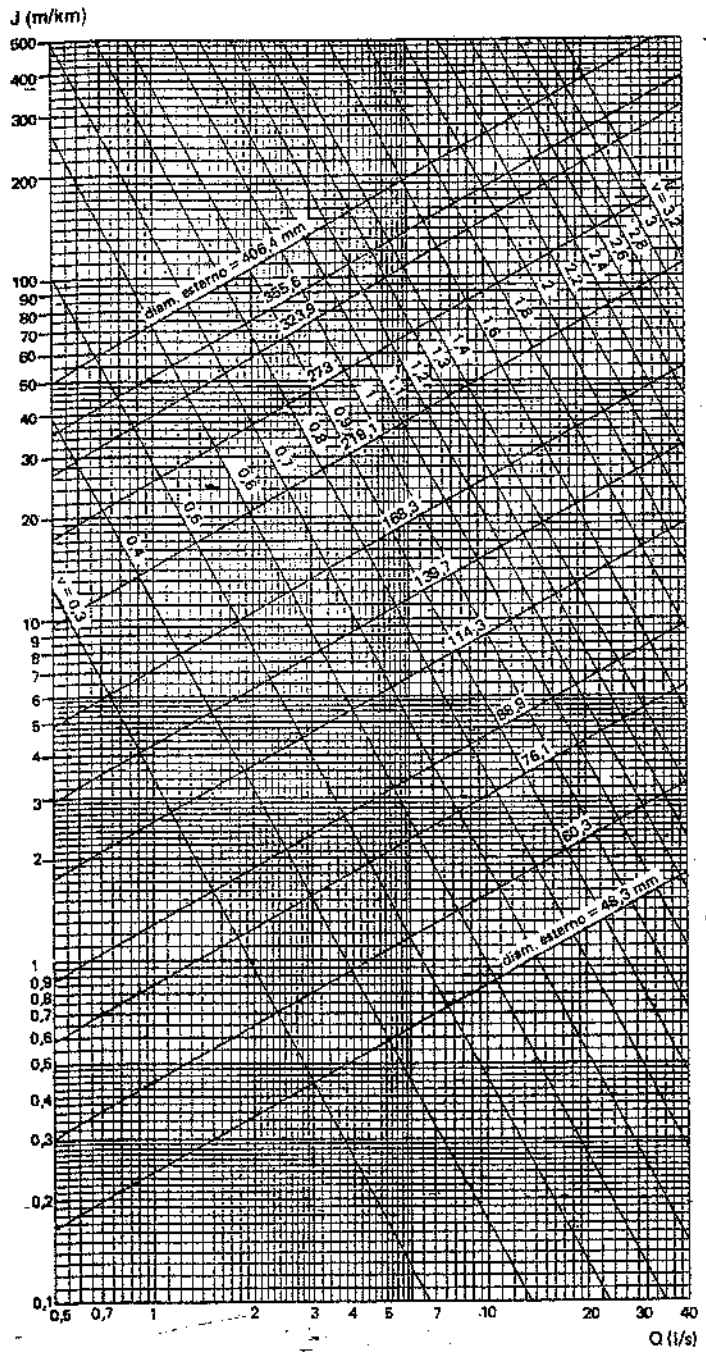


Fig. 35.19 – Perdite di carico in tubi di acciaio nuovi, bitumati internamente, convoglianti acqua a 15°C e aventi diametri compresi fra DN 40 e DN 400.

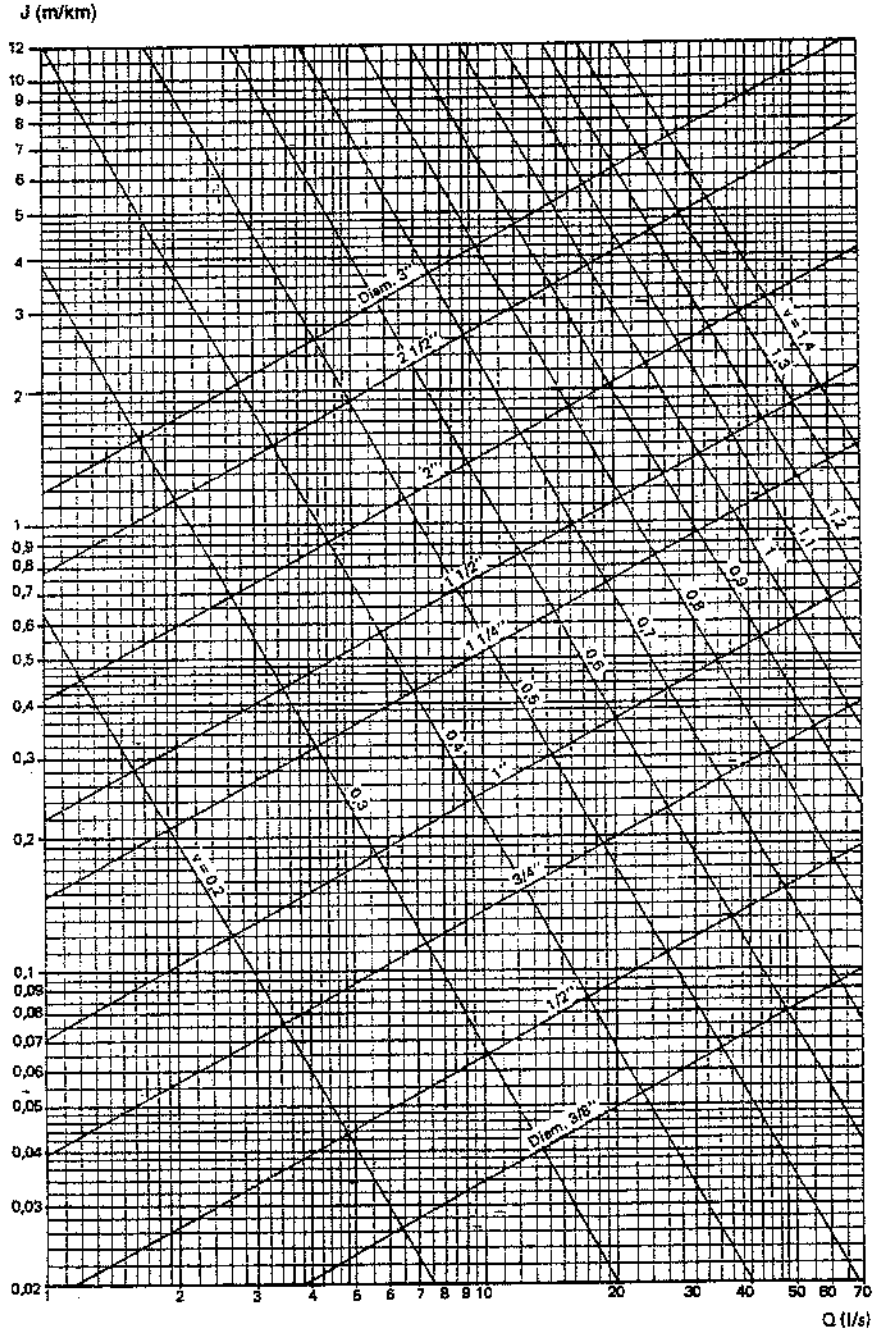


Fig. 35.20 – Perdite di carico in tubi di acciaio nuovi, zincati, convoglianti acqua a 15°C.

La (35.17) è diagrammata in fig. 35.21, mentre la fig. 35.22 consente di valutare le perdite di carico nel caso dei tubi di acciaio.

Dalla (35.17) si può risalire alla seguente espressione, che fornisce la portata della condotta in funzione del diametro del tubo D, della viscosità cinematica del liquido ν (per acqua a 12°C : $\nu = 1{,}24 \cdot 10^{-6}$), della accelerazione di gravità g (9,81m/s^2), della scabrezza delle pareti della condotta ε e della perdita di carico i:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4}\left[-2 \cdot \lg\left(\frac{2{,}51 \cdot \nu}{D \cdot \sqrt{2g \cdot i \cdot D}} + \frac{\varepsilon}{3{,}71 \cdot D}\right)\right] \cdot \sqrt{2g \cdot i \cdot D} \tag{35.18}$$

La perdita di carico nei tubi rigidi di PVC non plastificato, per acqua in pressione ed a circa 10°C di temperatura, si può calcolare con la formula generale:

$$i = \frac{\lambda v^2}{2 g D} \tag{35.19}$$

nella quale i simboli sono quelli già introdotti in questo paragrafo e λ è fornita dalla relazione interpolatrice di *Blasius*:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{Re^{0{,}25}} \tag{35.20}$$

valida per tubi lisci e per Re compreso tra $4{,}5 \cdot 10^3$ e 10^5.

Le (35.19) e (35.20) hanno consentito di costruire l'abaco di fig. 35.23.

Infine, apposite tabelle o grafici forniscono la lunghezza di tubo equivalente o la perdita di carico dovuta a saracinesche, valvole, curve, variazioni di sezione, ecc.

Uno di tali grafici è riportato in fig. 35.24.

35.7. BIBLIOGRAFIA

G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori Editore.

H. Rase, *Piping design for process plants*, New York, John Wiley e Sons.

G. De Marchi, *Idraulica*, Milano, Hoepli.

H. Babbitt e J. Doland, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill.

L. Butera, *Contributo al calcolo delle correnti fluide in moto uniforme*, Convegno di Idraulica, 1968.

Crane, Dalmine, Sacelplast, *Cataloghi tecnici*.

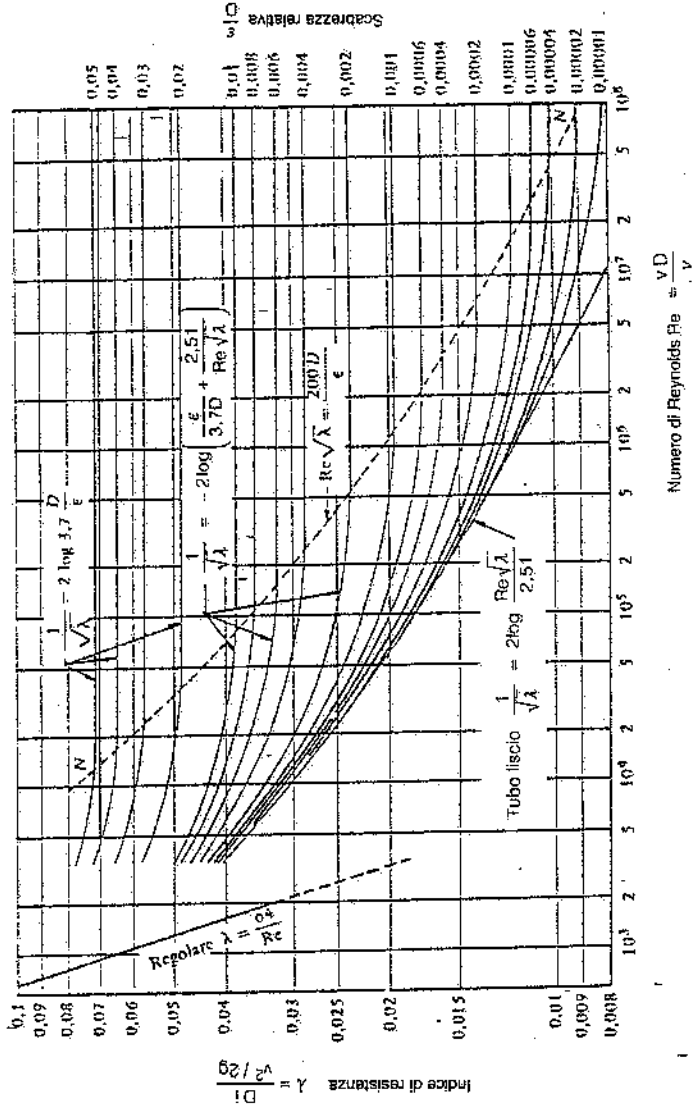


Fig. 35.21 – Rappresentazione grafica della formula di Colebrook e White (diagramma di Moody).

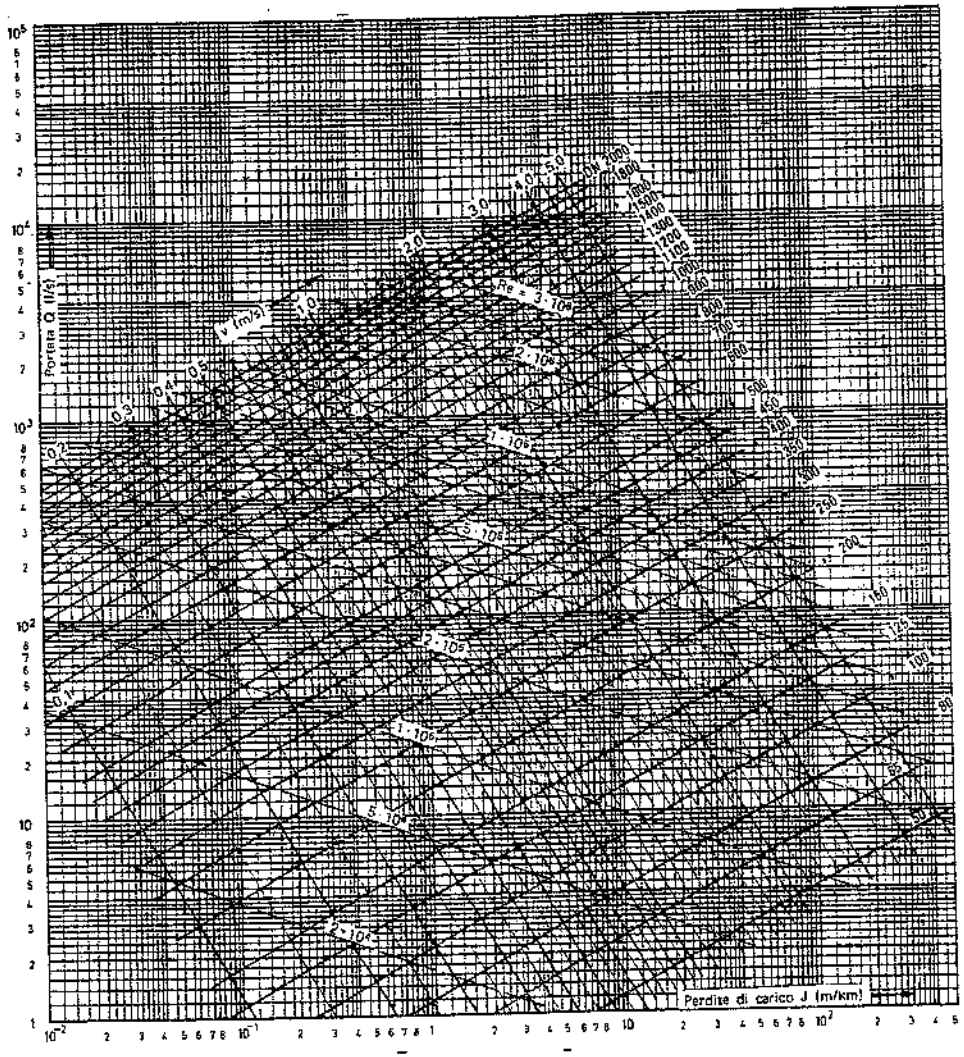


Fig. 35.22 – Perdite di carico in tubi di acciaio convoglianti acqua a 12°C e con ε=0,025 mm.

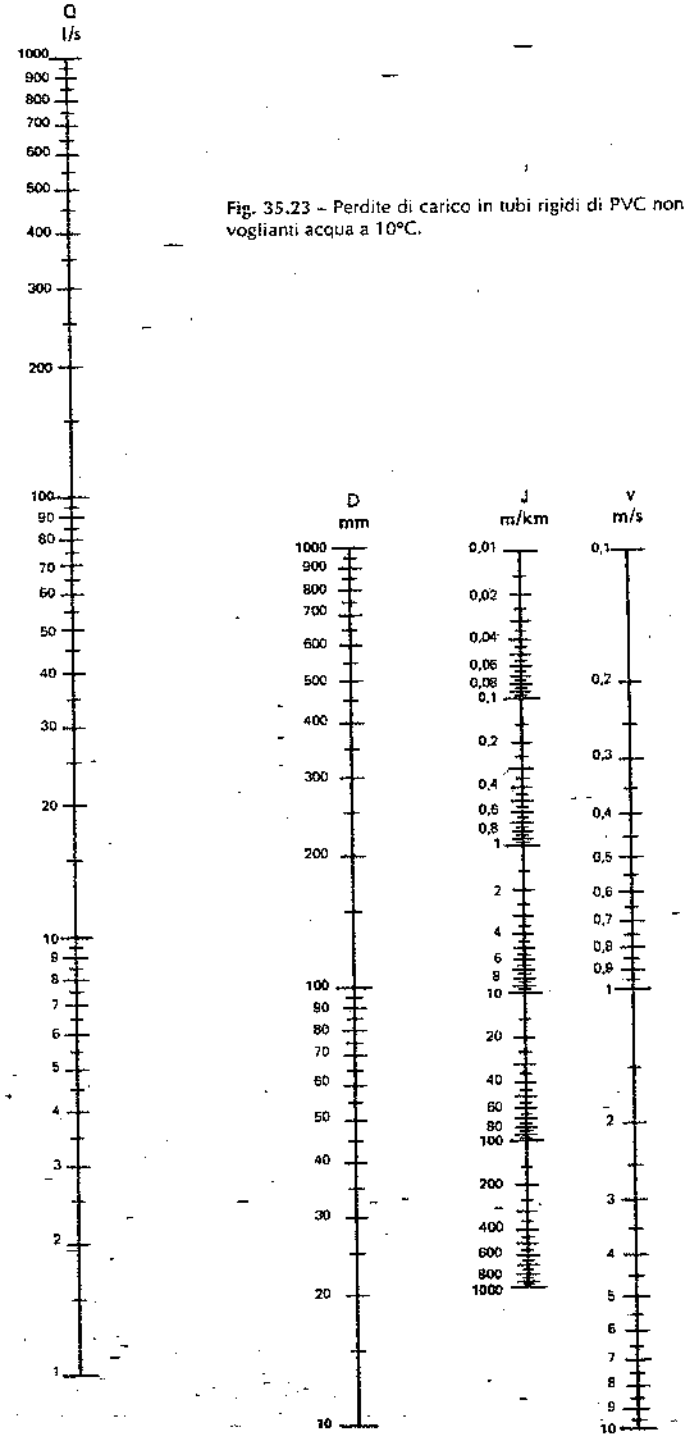


Fig. 35.23 – Perdite di carico in tubi rigidi di PVC non plastificato convoglianti acqua a 10°C.

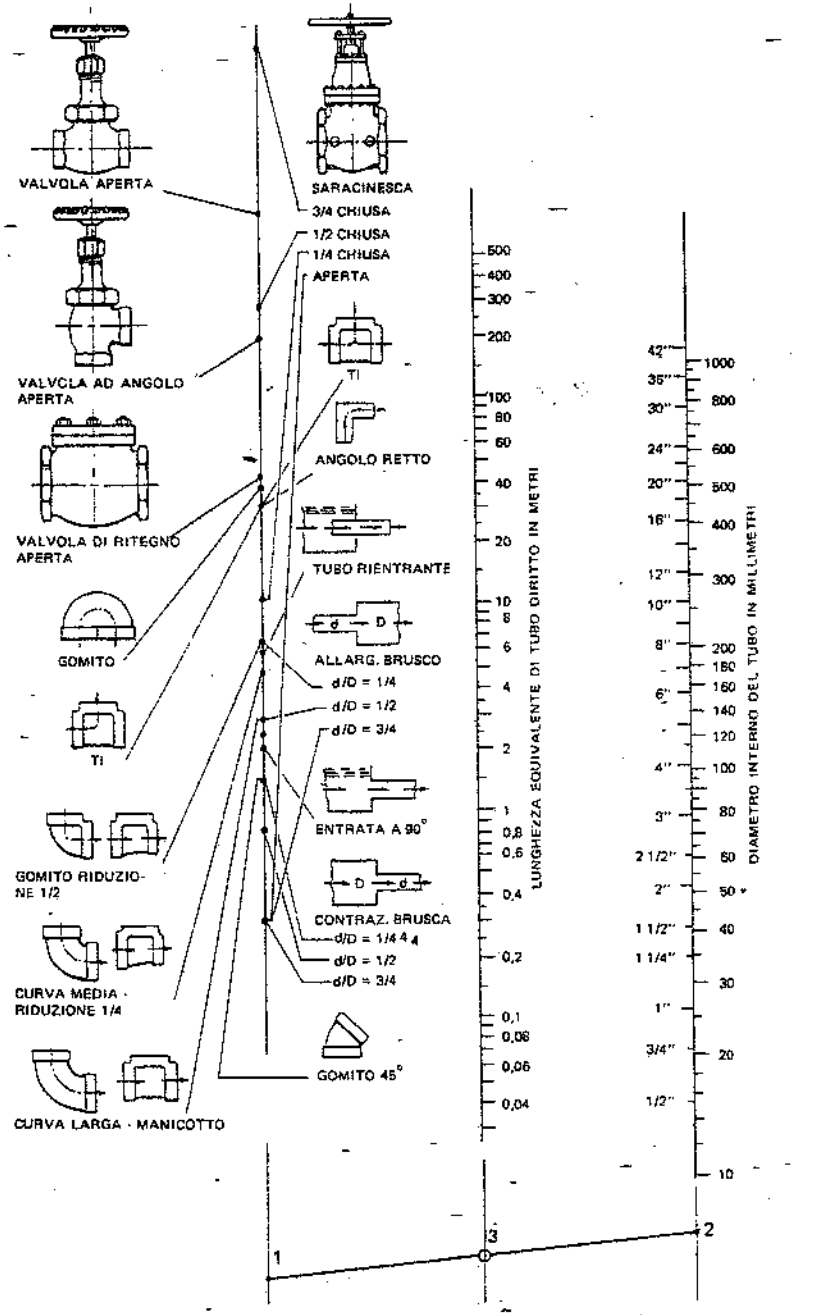


Fig. 35.24 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico che si verificano al passaggio di acqua attraverso saracinesche, valvole, curve, variazioni di sezione, ecc.

36. Fognature e reti di recupero delle acque

36.1. TUBI IMPIEGATI PER SCARICHI E FOGNE

Nel capitolo 13 (pag. 208) abbiamo già accennato alle reti di evacuazione delle acque di scarico, solitamente costituite da canalizzazioni separate per i vari tipi di acque (piovane, cloacali e tecnologiche): è questa la soluzione ottimale tanto per i complessi industriali che trattano le acque nere e tecnologiche prima dello scarico in acque superficiali, quanto per quelli che le scaricano in una fognatura pubblica; infatti, la separazione consente, nel primo caso, di dimensionare l'impianto di depurazione per una portata minore; nel secondo, di ridurre il canone da versare all'ente gestore dell'impianto pubblico di trattamento.

In linea generale, le tubazioni costituenti le reti degli scarichi e delle fogne hanno caratteristiche diverse da quelle impiegate per le reti di distribuzione dell'acqua alle utenze, in quanto se da una parte sono soggette a pressioni minori, dall'altra devono resistere all'aggressività propria di molti scarichi liquidi.

I tubi di più frequente impiego sono costituiti dai seguenti materiali:

- calcestruzzo;
- gres;
- materie plastiche;
- ghisa sferoidale.

Tubi di calcestruzzo

Le condotte destinate alla raccolta di acque meteoriche ed al convogliamento di acque marine possono essere realizzate con *tubi* prefabbricati *di calcestruzzo*, a sezione circolare, aventi diametro interno compreso fra 100 e 2000 mm (i più usati hanno diametri da 300 a 1500 mm).

La norma UNI 9534-89 considera tre classi di tubi in calcestruzzo per fognature e definisce i requisiti geometrici, fisici e tecnologici che tali tubi devono avere. Le tre classi sono individuate da valori diversi del sovraccarico esterno, mentre in ogni classe i tubi sono caratterizzati dalla resistenza minima alla rottura di schiacciamento.

La tab. 36.I riporta diametro interno e spessore di tubi in calcestruzzo non armato per fognature, suddivisi nelle tre classi suddette. Gli stessi tubi possono essere dotati o meno di piede di appoggio in calcestruzzo (fig. 36.1.a e b). Vengono inoltre fabbricati tubi di calcestruzzo armato per condotte di acqua e per fognature, a sezione interna circolare, i cui diametri nominali interni partono da 300 mm ed arrivano fino a 3000 mm (oltre i 1000 mm aumentano di 200 in 200 mm).

Tabella 36.I – Dimensioni di tubi di calcestruzzo non armato per fognature, a sezione interna circolare, senza piede di appoggio (UNI 9534-89).

ø interno	Classe e sovraccarico sopportabile		
	1ª 60 kN/m²	2ª 100 kN/m²	3ª 150 kN/m²
mm	Spessore minimo mm		
300	50	50	50
400	50	50	55
500	50	55	65
600	60	65	80
700	70	75	95
800	80	90	110
1000	–	115	140
1200	–	140	170
1400	–	165	205
1500	–	180	220

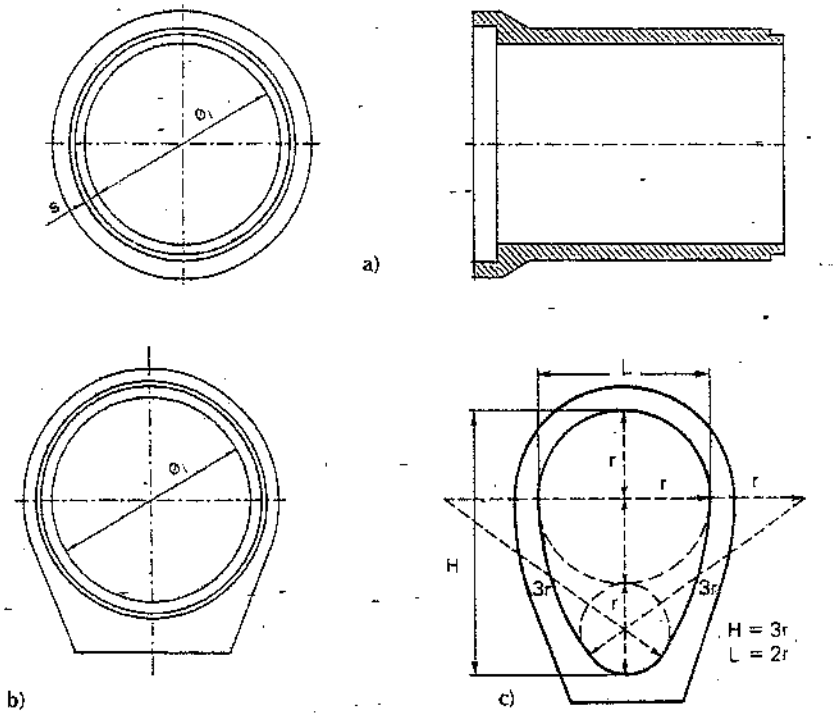


Fig. 36.1 – Tubi di calcestruzzo: a) a sezione circolare, senza piede di appoggio, con giunto a bicchiere; b) a sezione circolare con piede di appoggio; c) a sezione ovoidale normale.

Per il convogliamento di acque di scarico, sono anche impiegati tubi di calcestruzzo a sezione ovoidale (fig. 36.1.c): questi ultimi si adattano bene a variazioni di portata delle acque convogliate in quanto la parte inferiore è semicircolare ed è interessata dai deflussi di magra, mentre la parte superiore si allarga conformemente all'aumento della portata. La sezione ovoidale normale è caratterizzata dalla sovrapposizione di due circonferenze tangenti fra di loro, di cui quella inferiore ha il diametro uguale al raggio di quella superiore; i due archi di raccordo hanno raggio triplo del raggio della circonferenza superiore. Purtroppo, l'alto costo limita notevolmente l'impiego dei tubi ovoidali.

Ai fini della resistenza all'aggressione chimica degli scarichi si utilizzano – nel confezionamento del calcestruzzo – cementi pozzolanici o d'alto forno.

Tubi di gres

I *tubi di gres* sono ottenuti mediante cottura di vetrificazione di determinati impasti di argille e sono impiegati per la costruzione di sistemi di drenaggio e di fognatura per liquami (anche aggressivi) aventi temperature massime di 50-60°C. Questi tubi hanno una delle estremità a forma di bicchiere con delle striature interne; l'altra estremità è dotata di striature esterne per facilitare la tenuta della giunzione.

La norma UNI EN 295-1992 precisa le esigenze cui devono conformarsi i tubi e gli elementi complementari di gres a giunzione flessibile con o senza manicotto (gli elementi complementari o pezzi speciali comprendono curve, diramazioni, riduzioni, ispezioni, sifoni, come evidenziato in fig. 36.2).

Nella tab. 36.II sono riportati i diametri nominali ed i corrispondenti diametri interni indicati dalla norma sopra citata, la quale precisa anche la resistenza allo schiacciamento, al momento flettente, agli agenti chimici ed all'abrasione. La stessa norma individua inoltre i sistemi di giunzione: guarnizioni ad anello di gomma, giunti a manicotto in polietilene, elementi di tenuta in poliuretano. Ed ancora, indica i controlli di qualità da eseguire presso lo stabilimento di produzione e le verifiche attribuite ad un organismo esterno indipendente.

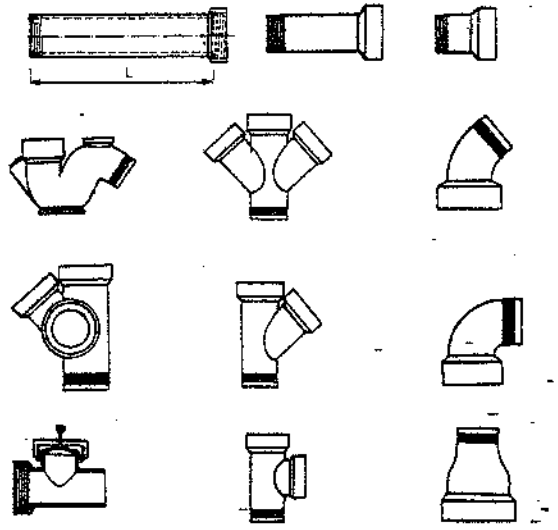


Fig. 36.2 – Tubi e pezzi speciali di gres.

Tubi di materie plastiche

I *tubi di plastica* sono utilizzati per realizzare le reti di fognatura e di scarico anche per acque tecnologiche inquinate. Sono fabbricati in policloruro di vinile, in polietilene o in polipropilene e, pertanto,

sono leggeri, maneggevoli ed elastici. Anche questi tubi richiedono l'impiego di pezzi speciali quali curve, diramazioni, riduzioni, ispezioni, sifoni, mentre le giunzioni sono normalmente realizzate mediante bicchiere a incollaggio o con anello di gomma (fig. 32.6.b) oppure mediante saldatura.

La tab. 36.III riporta il diametro esterno e lo spessore dei tubi di PVC impiegati per gli scarichi delle acque nell'interno dei fabbricati civili ed industriali e per i collettori interrati; precisa inoltre la temperatura massima permanente dei fluidi convogliati che tali tubi possono sopportare.

Nella tab. 36.IV sono invece riportati i diametri esterni e gli spessori dei tubi di polipropilene e polietilene utilizzati per costruire condotte di scarico interrate destinate al convogliamento di acque civili ed industriali: le temperature massime dei fluidi convogliati non dovrebbero superare gli 80°C nel caso dei tubi di polipropilene ed i 40°C nel caso dei tubi di polietilene.

La ricopertura minima dei tubi in materie plastiche, considerando un eventuale carico in superficie di 12 t, è di 1 m per diametri fino a 600 mm e di 1,5 m per diametri oltre 600 mm.

Tabella 36.II – Diametri nominale e minimo dei tubi in gres (in millimetri).

Diametro nominale (DN)	Diametro minimo
100	96
150	146
200	195
225	219
250	244
300	293
350	341
400	390
450	439
500	487
600	585
700	682
800	780

Tabella 36.III – Tubi di PVC rigido per condotte di scarico non in pressione, all'interno dei fabbricati (civili o industriali) e interrate: diametri esterni e spessori (UNI 7443-85 e 7447-87).

ø esterno mm	SCARICHI INTERNI (*) temperatura max 50°C Spessore mm	SCARICHI INTERNI (*) temperatura max 70°C Spessore mm	SCARICHI INTERRATI temperatura max 40°C Spessore mm (1)	SCARICHI INTERRATI temperatura max 40°C Spessore mm (2)
32	1,8	–	–	–
40	1,8	3,2	–	–
50	1,8	3,2	–	–
63	1,8	3,2	–	–
75	1,8	3,2	–	–
100	1,8	3,2	–	–
125	2,5	3,2	3,0	3,0
160	3,2	–	3,2	3,6
200	4,0	–	3,9	4,5
250	–	–	4,9	6,1
315	–	–	6,2	7,7
400	–	–	7,8	9,8

(*) Non interrati.
(1) Ricoprimento sopra la generatrice del tubo ≤ 4 m; traffico stradale leggero (max 12 t/asse).
(2) Ricoprimento sopra la generatrice del tubo ≤ 6 m; traffico stradale pesante (max 18 t/asse).

Tubi di ghisa

Nel capitolo 32, a proposito dei *tubi di ghisa* sono già state richiamate le caratteristiche più salienti dei tubi di ghisa sferoidale destinati alla realizzazione delle reti fognarie: in particolare, si è precisato che la protezione esterna è affidata ad una zincatura per metallizzazione e successiva verniciatura epossidica rossa; la protezione interna ad un rivestimento con malta di cemento alluminoso.

Le dimensioni dei tubi di ghisa riportate nella tab. 32.VIII sono valide anche nel caso che i tubi vengano impiegati per le fognature.

Citiamo inoltre la norma europea EN 598, che si rivolge specificamente ai tubi di ghisa per usi fognari.

Le modalità di posa in opera dei tubi per fognature interrate sono schematizzabili come di seguito descritto. In terreni consistenti, sul fondo dello scavo viene realizzato un piano, avente pendenza prestabilita, con materiale di riporto o sabbia (fig. 36.3.a); in corrispondenza delle giunzioni fra i tubi è opportuno prevedere un supporto in cemento. Quando il terreno non è sufficientemente consistente (caso assai frequente), si realizza un piano di posa sul fondo dello scavo con calcestruzzo magro avente uno spessore di circa 10 cm (fig. 36.3.b). Il piano di posa dei tubi di materie plastiche è realizzato sovrapponendo sul fondo dello scavo, livellato e avente la pendenza stabilita, uno strato di almeno 10 cm di terra vagliata o meglio di sabbia; il tubo viene poi ricoperto con tale materiale per almeno 15 cm sopra il filo superiore; quindi si effettua il reinterro, ripristinando il piano campagna preesistente (fig. 36.3.c).

Tabella 36.IV – Diametri esterni e spessori dei tubi di polipropilene (PP) e di polietilene (PE) per condotte interrate destinate allo scarico di acque usate civili e industriali (UNI 8536 e 7613).

ø esterno mm	Spessore (mm) PP (*) t max 80°C	Spessore (mm) PE t max 40°C
110	2,7	3,5
125	3,1	3,9
160	3,9	5,0
200	4,9	6,2
250	6,1	7,8
315	7,7	9,8
400	9,8	12,4
500	12,2	15,5
630	15,4	19,6
710	17,4	22,0
800	19,6	24,9
900	22,0	28,0
1000	24,4	31,0
1200	29,3	37,2

(*) Il ricoprimento sulla generatrice del tubo non deve risultare >2 m o >1,5 m a seconda che la larghezza dello scavo sia $< \varnothing_e + 0{,}5$ m o $< \varnothing_e + 1$ m. Per ricoprimenti maggiori, lo spessore dei tubi in PP coincide con quello dei tubi in PE. Ricoprimento minimo di 1 m sotto traffico fino a 12 t e diametri ≤ 600 mm; per traffico fino a 20 t o per diametri > 600 mm, ricoprimento minimo di 1,5 m.

36.2. CRITERI GENERALI DI PROGETTAZIONE

Comuni a tutte le reti di raccolta e di scarico delle acque sono i seguenti criteri progettuali di carattere generale:

- i vari collettori devono essere possibilmente rettilinei;
- all'interno dei fabbricati si cerca di installare le tubazioni in sottopiani, cunicoli, gallerie (cioè in posizioni ispezionabili); ove ciò non sia possibile, si installano sotto il piano pavimento; all'esterno dei fabbricati, le tubazioni vengono interrate;
- le fogne contenenti acque nere e tecnologiche inquinate si posano a profondità maggiore delle condotte d'acqua che si trovino eventualmente a passare nelle vicinanze;
- su tutte le reti di scarico si prevedono pozzetti di ispezione (fig. 13.45) in corrispondenza di: cambiamenti di direzione e di pendenza; confluenze di due o tre tubazioni; tratti rettilinei più lunghi di 30÷40 m (1); –

(1) I pozzetti d'ispezione esterni ai fabbricati hanno dimensioni minime interne di 1x1,20 m (nella direzione del tubo); nei tombini d'angolo o di confluenza di tubazioni, si adotta la dimensione minima di 1,20 m anche in direzione normale al tubo. Nell'interno dei fabbricati, i pozzetti (fig. 33.3) hanno dimensioni più piccole e forma cilindrica. I chiusini sono di regola in ghisa, di forma rotonda, quadrata o rettangolare; se devono consentire il passaggio dell'uomo, la loro dimensione minima è di 50 cm.

– si cerca di evitare contropendenze, che comporterebbero l'esecuzione di maggiori scavi.

Quanto sopra premesso, elenchiamo i concetti informatori secondo i quali si sviluppa la progettazione delle reti fognarie di un comprensorio industriale:

– individuazione dei punti di scarico delle acque nere e tecnologiche e, nel caso delle acque meteoriche, della superficie di convergenza e degli impluvi della zona;
– definizione delle portate d'acqua da convogliare;
– studio del tracciato delle tre reti (eseguito su una planimetria quotata anche in senso altimetrico: a titolo indicativo, con curve di livello distanziate da 5 a 1 m a seconda che il terreno è pianeggiante o impervio); tale studio plano-altimetrico deve prendere le mosse dal recapito terminale di ogni rete (fognatura pubblica, fiume, impianto di trattamento, vasca di recupero) preventivamente individuato (fig. 36.4);
– dimensionamento dei vari condotti secondo i criteri di seguito esposti.

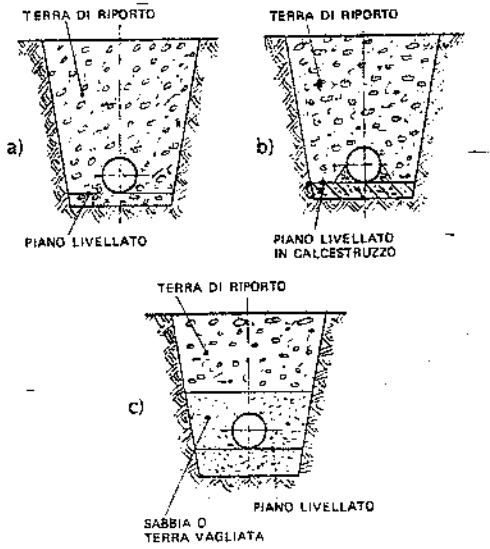


Fig. 36.3 – Modalità di posa in opera di tubi fognari interrati: a) tubi di calcestruzzo, gres e ghisa dentro terreni consistenti; b) come in a), ma entro terreni poco consistenti; c) tubi di materie plastiche.

La fig. 36.5 fornisce uno schema degli scarichi delle acque bianche, nere e tecnologiche – provenienti dal fabbricato uffici e servizi e dall'officina di uno stabilimento industriale – nelle rispettive fognature di raccolta. Sono visibili:

– il sifone sulla fognatura delle acque nere all'uscita dal fabbricato;
– il tubo di aerazione che assicura la ventilazione della fognatura (interrotta dal sifone suddetto);
– la colonna di aerazione collegata ai punti più alti di tutti o parte dei sifoni, avente lo scopo di regolare le variazioni di pressione che si verificano durante il funzionamento degli apparecchi igienico-sanitari;
– la presenza, in corrispondenza dei vari scarichi dei servizi igienico-sanitari, di sifoni (smontabili per consentire la rimozione delle sostanze occludenti) i quali impediscono alle esalazioni della fogna di diffondersi negli ambienti;
– l'allacciamento delle converse e dei pozzetti stradali alla fognatura bianca (costituita sovente da un tubo a sezione ovoidale).

36.3. DIMENSIONAMENTO DELLE FOGNATURE

Premessa comune al dimensionamento delle fognature è la individuazione della portata Q da convogliare nei collettori. Nota Q, si fissa la pendenza dei collettori o la velocità della corrente negli stessi e si determina la sezione utile.

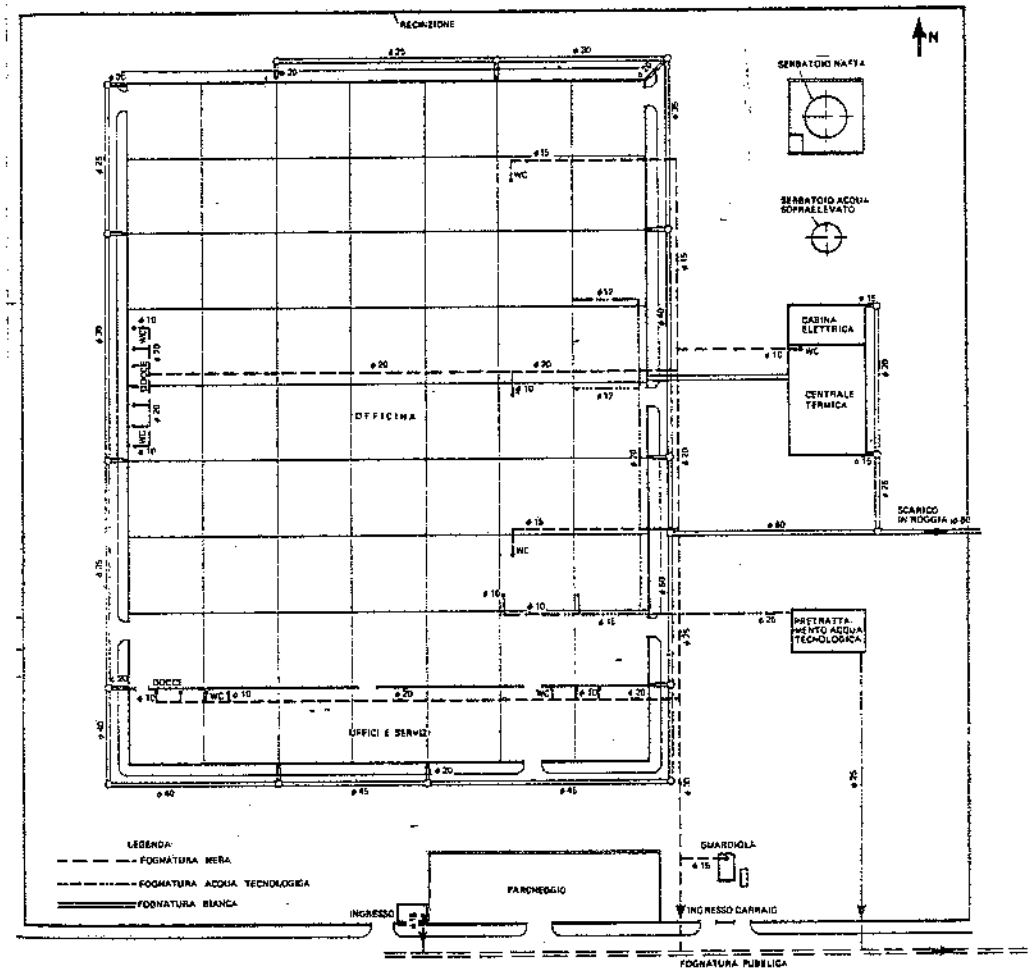


Fig. 36.4 – Schema planimetrico delle reti di fognatura di uno stabilimento industriale.

Di norma, si assumono pendenze maggiori per i canali di piccolo diametro e pendenze minori per i canali con portate elevate. A titolo orientativo, valgono le seguenti indicazioni:

– tubi di diametro 0,15÷0,30 m: pendenza 3%÷0,6%;
– tubi di diametro 0,30÷0,60 m: pendenza 2%÷0,5%;
– tubi di diametro 0,60÷0,90 m: pendenza 1%÷0,3%;
– tubi di diametro > 0,90 m: pendenza 0,3%÷0,1%.

Per quanto riguarda la velocità, di solito si impone:

a) per le acque meteoriche, di non superare determinati valori massimi corrispondenti alle portate di piena;

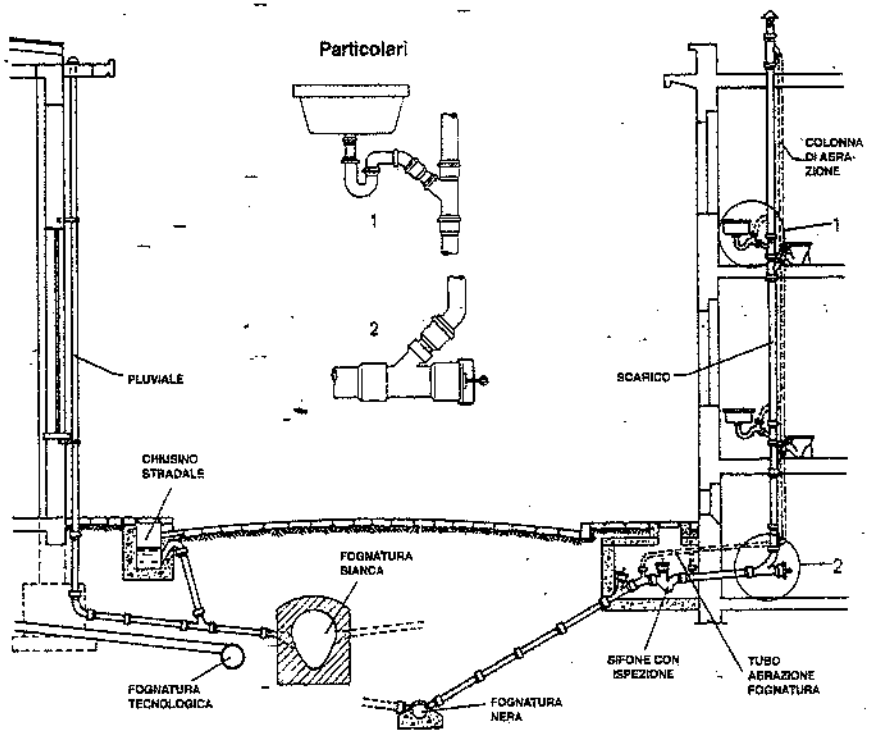


Fig. 36.5 – Vista d'insieme degli scarichi delle acque nere, bianche e tecnologiche provenienti da un'officina e da un fabbricato uffici e servizi.

b) per le acque cloacali e industriali inquinate, di non scendere sotto certi valori minimi corrispondenti al deflusso delle portate minime previste.

Riportiamo i valori normalmente considerati per lo scolo delle acque nelle fognature:

- velocità massima delle acque bianche e tecnologiche prive di sostanze in sospensione: 2÷3 m/s (a sezione piena);
- velocità minima delle acque nere o di acque contenenti materiali in sospensione e sabbie fini: 0,3÷0,4 m/s;
- velocità minima di acque contenenti sabbie grossolane o materiali pesanti: >1 m/s e fino a 2-3 m/s (2).

La formula più comunemente impiegata per calcolare l'area della sezione liquida è quella di Chezy:

(2) Quando le acque convogliano sabbie e sostanze grossolane, se la portata si riduce, si possono formare dei depositi costituiti dai materiali stessi: per ripulire i condotti da tali depositi si ricorre a scariche d'acqua intermittenti.

(36.1) $$V = \chi\sqrt{Ri}$$

nella quale, come già sappiamo, i è la pendenza del collettore (in m/m di tubo); R il raggio medio (in m), pari a 1/4 del diametro nei tubi circolari funzionanti a sezione piena; V la velocità media nel condotto (in m/s); χ un coefficiente, funzione della scabrezza delle tubazioni e del loro raggio medio, valutabile, ad esempio, con la formula di Kutter:

(36.2) $$\chi = \frac{100\sqrt{R}}{m+\sqrt{R}}$$

dove m è il coefficiente di scabrezza ($m^{1/2}$): in proposito, il comportamento delle condotte fognarie in calcestruzzo od in ghisa può essere adeguatamente descritto assumendo m = 0,35; per i condotti in materie plastiche od in gres è più idoneo m = 0,15.

Per limitare il pericolo di ostruzioni nelle fognature cloacali o convoglianti acque contenenti sostanze sedimentabili, non si dovrebbe scendere sotto diametri di 200 o 250 mm; diametri minori sono adottati solo per gli scarichi dalle macchine e per le colonne di scarico fuori terra.

La tab. 36.V fornisce i valori del raggio medio R e del coefficiente χ per m = 0,35 e per condotte circolari a sezione piena di diametro d (m).

Per tali condotte, risulta R = r/2 (r = raggio del tubo, in m); pertanto, la portata (m^3/s) con deflusso a sezione piena è data dalla:

(36.3) $$Q = \pi r^2 V = \pi\chi\sqrt{\frac{r^5}{2}}\sqrt{i}$$

Nel caso delle condotte a sezione ovoidale normale (fig. 36.1.c), i valori dei parametri caratteristici sono riportati nella tab. 36.VI.

Tabella 36.V – Valori del raggio medio R e del coefficiente χ per condotti circolari di diametro d, a sezione piena e per m=0,35.

d	R	χ
0,04	0,010	22,2
0,06	0,015	25,9
0,08	0,020	28,8
0,10	0,025	31,2
0,15	0,0375	35,6
0,20	0,050	39,0
0,25	0,0625	41,7
0,30	0,075	43,9
0,35	0,0875	45,8
0,40	0,1000	47,4
0,50	0,1250	50,3
0,60	0,1500	52,5
0,70	0,1750	54,5
0,80	0,2000	56,1
0,90	0,2250	57,5
1,00	0,250	58,8

Tabella 36.VI

	a sezione piena	riempimento fino all'imposta della volta semicircolare
Sezione totale	$S = 0,51\ H^2 = 4,58\ r^2$	$S = 0,338\ H^2 = 3,02\ r^2$
Perimetro totale	$P = 2,64\ H = 7,93\ r$	$P = 1,596\ H = 4,79\ r$
Raggio medio	$R = 0,193\ H = 0,579\ r$	$R = 0,21\ H = 0,63\ r$

Le tabelle 36.VII e 36.VIII forniscono i valori della velocità e della portata, con deflusso a sezione piena, nei condotti circolari ed a sezione ovoidale normale, calcolati per m = 0,35 (per motivi pratici, in tali tabelle la portata è espressa in litri al secondo).

Tabella 36.VII – Valori della velocità V (m/s) e della portata Q (l/s) in condotti di calcestruzzo e di ghisa a sezione circolare, calcolati per deflusso a sezione piena con la formula di Chezy-Kutter: $V = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35+\sqrt{R}}\sqrt{Ri}$. Il diametro d è espresso in mm, la pendenza i in m/m.

i (pendenza)	d = 100		d = 150		d = 200		d = 250		d = 300		d = 400		d = 500		d = 600		d = 800		d = 1000		d = 1200		i (pendenza)
	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	
0,05000	1,10	8,7	1,54	27,3	1,95	61,1	2,34	114,3	2,69	190	3,36	422	3,97	781	4,54	1285	5,61	2819	6,58	5165	7,49	8467	0,05000
0,04000	0,98	7,7	1,38	24,4	1,74	54,7	2,09	102,3	2,40	170	3,01	377	3,55	698	4,07	1151	5,01	2521	5,88	4620	6,70	7573	0,04000
0,02500	0,78	6,1	1,09	19,3	1,38	43,2	1,85	80,9	1,90	134	2,38	298	2,81	552	3,21	910	3,96	1993	4,65	3652	5,30	5986	0,02500
0,02000	0,70	5,5	0,98	17,2	1,23	38,7	1,48	72,5	1,70	119	2,13	266	2,52	494	2,84	812	3,56	1785	4,61	3270	4,72	5355	0,02000
0,01667	0,63	5,0	0,89	15,7	1,12	35,3	1,34	66,1	1,55	110	1,94	244	2,29	460	2,63	742	3,24	1628	3,80	2982	4,32	4888	0,01667
0,01429	0,59	4,6	0,82	14,6	1,04	32,6	1,24	61,4	1,44	102	1,80	226	2,14	419	2,43	688	3,01	1510	3,61	3760	3,97	4526	0,01429
0,01250	0,55	4,3	0,78	13,6	0,97	30,6	1,17	57,2	1,34	95	1,68	211	1,99	390	2,27	643	2,80	1410	3,29	2582	3,73	4233	0,01250
0,01000	0,49	3,9	0,69	12,2	0,87	27,3	1,04	51,1	1,20	85	1,50	189	1,78	349	2,03	574	2,51	1261	2,94	2310	3,34	3777	0,01000
0,00800	0,44	3,5	0,62	10,9	0,78	24,4	0,93	45,7	1,07	76	1,34	169	1,59	312	1,82	514	2,24	1128	2,63	2066	2,99	3378	0,00800
0,00500	0,35	2,7	0,49	8,6	0,62	19,3	0,73	36,2	0,84	60	1,06	133	1,26	247	1,44	407	1,77	891	2,08	1634	2,36	2677	0,00500
0,00400	0,32	2,4	0,44	7,8	0,55	17,3	0,66	32,3	0,76	53	0,95	120	1,12	220	1,29	364	1,58	797	1,86	1461	2,11	2396	0,00400
0,00308	0,27	2,2	0,38	6,8	0,48	15,1	0,58	28,3	0,67	47	0,83	105	0,99	194	1,13	319	1,39	699	1,63	1282	1,86	2101	0,00308
0,00250	0,25	1,9	0,34	6,1	0,44	13,6	0,53	25,6	0,60	43	0,75	94	0,89	174	1,02	288	1,26	630	1,47	1155	1,67	1894	0,00250
0,00200	0,22	1,7	0,31	5,5	0,39	12,2	0,47	22,8	0,54	38	0,67	84	0,80	156	0,91	258	1,12	563	1,31	1033	1,50	1694	0,00200
0,00154	0,19	1,5	0,28	4,8	0,34	10,7	0,41	20,1	0,47	33	0,59	74	0,69	137	0,80	226	0,98	494	1,16	906	1,32	1485	0,00154
0,00125	0,17	1,4	0,24	4,3	0,31	9,7	0,37	18,1	0,42	30	0,54	67	0,62	124	0,72	203	0,88	445	1,04	817	1,18	1339	0,00125
0,00100	0,15	1,2	0,22	3,8	0,27	8,6	0,33	16,2	0,38	27	0,48	59	0,56	111	0,65	182	0,80	399	0,94	731	1,06	1198	0,00100

Tabella 36.VIII – Valori della velocità V (m/s) e della portata Q (l/s) in condotti di calcestruzzo a sezione ovoidale normale (H = 3r) calcolati per deflusso a sezione piena con la formula di Chezy-Kutter: $V = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35+\sqrt{R}}\sqrt{Ri}$. I condotti sono individuati dai parametri H e L (v. fig. 36.1.c) espressi in cm.

pendenza i (m/m)	90 : 60		105 : 70		120 : 80		150 : 100		180 : 120		210 : 140		pendenza i (m/m)
	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	V	Q	
0,02000	3,20	1324	3,58	2015	3,94	2890	5,20	5969	5,84	9678	6,47	14553	0,02000
0,01667	2,92	1209	3,27	1840	3,60	2644	4,74	5449	5,34	8835	5,90	13285	0,01667
0,01429	2,70	1119	3,03	1704	3,33	2448	4,39	5045	4,95	8179	5,46	12299	0,01429
0,01250	2,53	1047	2,84	1594	3,11	2289	4,11	4719	4,63	7651	5,11	11505	0,01250
0,01000	2,37	937	2,53	1426	2,79	2047	3,68	4221	4,14	6843	4,57	10290	0,01000
0,00800	2,03	837	2,27	1275	2,49	1832	3,29	3775	3,70	6121	4,09	9204	0,00800
0,00500	1,60	662	1,79	1008	1,97	1448	2,60	2984	2,93	4839	3,23	7276	0,00500
0,00400	1,43	597	1,60	901	1,76	1295	2,32	2669	2,62	4328	2,89	6508	0,00400
0,00308	1,25	519	1,41	790	1,55	1136	2,04	2341	2,30	3796	2,54	5708	0,00308
0,00250	1,13	468	1,27	712	1,39	1023	1,84	2110	2,07	3421	2,29	5145	0,00250
0,00200	1,02	418	1,13	637	1,25	916	1,64	1887	1,85	3060	2,04	4602	0,00200
0,00154	0,89	367	1,00	559	1,09	803	1,44	1655	1,62	2684	1,79	4036	0,00154
0,00125	0,80	330	0,89	504	0,98	724	1,30	1492	1,46	2419	1,62	3638	0,00125
0,00100	0,71	296	0,81	451	0,88	647	1,16	1334	1,31	2164	1,45	3254	0,00100

Nei condotti circolari, se il deflusso non avviene a sezione piena, risulta (fig. 36.6):

a) quando h < r:

$$S' = \frac{r^2}{2}(\varphi - \operatorname{sen}\varphi); \qquad P = r\varphi; \qquad R = \frac{S}{P} = r\frac{\varphi - \operatorname{sen}\varphi}{2\varphi}$$

Sostituendo i valori di cui sopra nella (36.1), si ottiene:

(36.4) $$v = \chi\sqrt{\frac{r(\varphi - \operatorname{sen}\varphi)}{2\varphi}}\sqrt{i}$$

mentre la portata è data dalla

(36.5) $$q = \chi\sqrt{\frac{r^5(\varphi - \operatorname{sen}\varphi)^3}{8\varphi}}\sqrt{i}$$

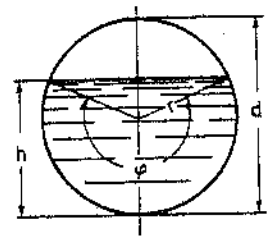


Fig. 36.6 – Tubo a sezione circolare parzialmente piena.

b) quando h > r:

$$S'' = \frac{r^2}{2}(\varphi + \operatorname{sen}\varphi)$$

e le altre formule si modificano corrispondentemente.

I valori della velocità v e della portata q nei condotti a sezione circolare parzialmente pieni si possono ottenere dai corrispondenti valori relativi a condotti con deflusso a sezione piena (tab. 36.IX) considerando che i rapporti v/V e q/Q dipendono esclusivamente dai valori di χ e dell'angolo φ e quindi dall'altezza h raggiunta dall'acqua nel tubo. Analogamente nel caso dei condotti a sezione ovoidale normale parzialmente pieni.

La fig. 36.7 facilita la determinazione delle velocità e delle portate nel caso di condotti parzialmente pieni in quanto fornisce il valore dei rapporti v/V e q/Q.

Nella sezione circolare, la velocità massima si registra per una altezza d'acqua sottesa dall'angolo al centro $\varphi \approx 257{,}5°$, mentre la portata massima si ha per $\varphi \approx 308°$.

Abbiamo tralasciato la determinazione delle portate, dato di partenza del dimensionamento delle varie reti fognarie: ci proponiamo di fornire alcune indicazioni in merito per ogni tipo di fognatura.

Tabella 36.IX – Deflusso a sezione parzialmente riempita fino all'altezza h.

Sezione circolare			Sezione ovale normale H=3r		
h/d	v/V	q/Q	h/H	v/Q	q/Q
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,95	1,10	1,08	0,95	1,10	1,08
0,90	1,13	1,07	0,90	1,11	1,05
0,85	1,14	1,04	0,85	1,12	1,00
0,80	1,15	0,97	0,80	1,11	0,93
0,75	1,14	0,92	0,75	1,10	0,86
0,70	1,13	0,84	0,70	1,08	0,76
0,65	1,11	0,76	0,65	1,05	0,68
0,60	1,08	0,67	0,60	1,02	0,59
0,55	1,04	0,59	0,55	0,98	0,50
0,50	1,00	0,50	0,50	0,95	0,43
0,45	0,95	0,42	0,45	0,90	0,34
0,40	0,90	0,34	0,40	0,85	0,28
0,35	0,83	0,26	0,35	0,80	0,22
0,30	0,76	0,19	0,30	0,73	0,16
0,25	0,68	0,13	0,25	0,65	0,12
0,20	0,59	0,085	0,20	0,57	0,07
0,15	0,47	0,041	0,15	0,48	0,04
0,10	0,34	0,018	0,10	0,38	0,02
0,05	0,21	0,0039	0,05	0,26	0,003
0,025	0,12	0,00080	0,025	0,15	0,0008
0,0125	0,056	0,00016	0,015	0,05	0,00014

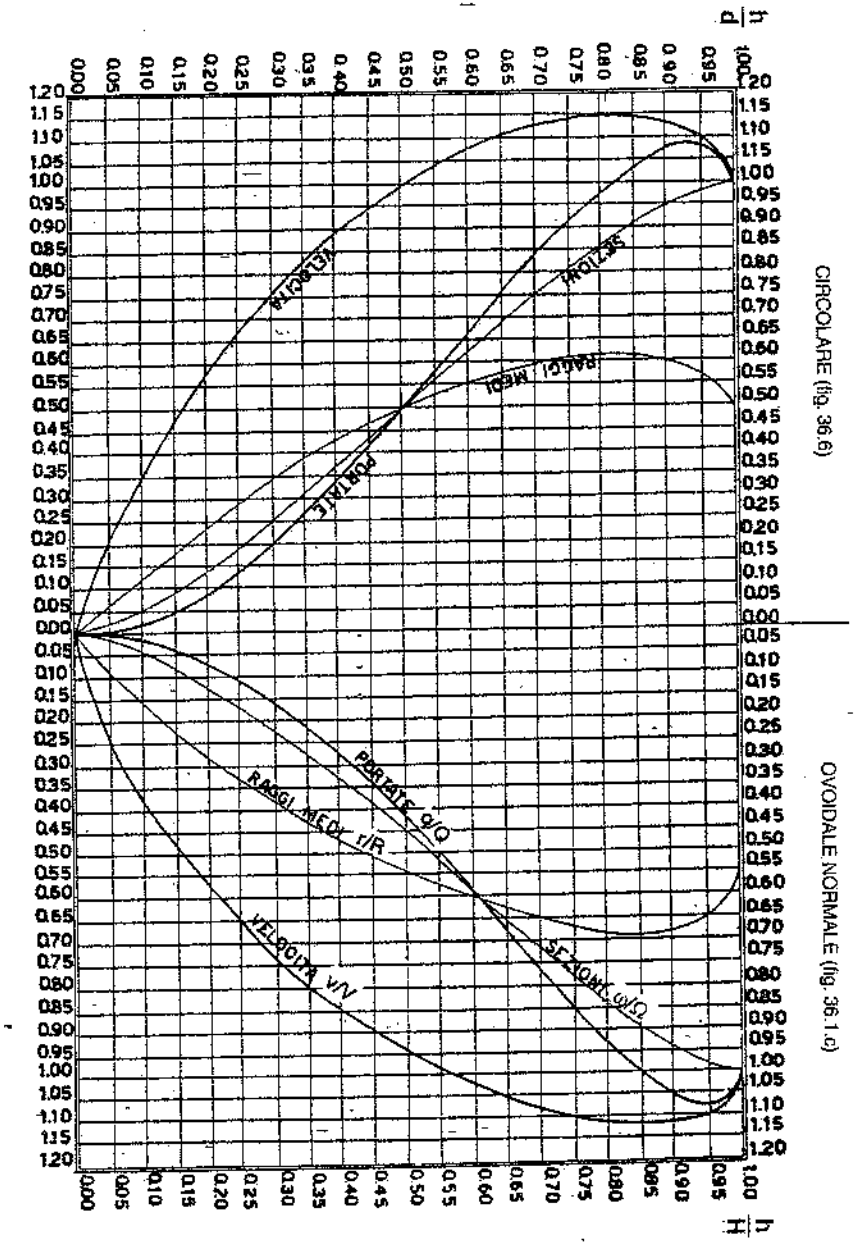


Fig. 36.7 – Rapporti fra velocità e portate nelle sezioni parzialmente riempite rispetto alle sezioni piene.

36.4. PORTATE DI ACQUE PLUVIALI

La portata di acque da convogliare in una fognatura bianca viene individuata in base all'altezza delle precipitazioni, alla loro durata ed alla superficie del comprensorio interessato.

L'*altezza delle precipitazioni* (o *altezza di pioggia*) è definita come altezza dello strato d'acqua che si verrebbe a formare sul terreno – a seguito di ogni precipitazione – se questo fosse impermeabile e non si avesse evaporazione.

Ogni precipitazione è pertanto caratterizzata da un'altezza complessiva di pioggia h (3) e dalla sua *durata* t *attraverso la*:

$$i = \frac{h}{t} \qquad (36.6)$$

dove i è la cosiddetta *intensità di pioggia*.

Di solito, l'altezza di pioggia si misura in mm, la durata in ore (o minuti), l'intensità in mm/ora (o mm/min).

Il dimensionamento di una rete fognaria per lo smaltimento delle acque meteoriche deve ovviamente tenere conto della massima altezza di pioggia che si può verificare nella località interessata durante un certo periodo di tempo: sovente, ci si riferisce alle altezze totali delle precipitazioni più intense degli ultimi due anni per la durata continua di 1 ora. A titolo indicativo ed allo scopo di fornire un ordine di grandezza, diremo che nella pianura padana si possono considerare 45 mm di altezza di pioggia per la durata di 1 ora: tale intensità di pioggia corrisponde a 125 l/s per ettaro.

In realtà, non tutta l'acqua che cade su un certo comprensorio affluisce alle fognature: una parte evapora, è trattenuta da avvallamenti del terreno, è assorbita da quest'ultimo; un'altra parte può riversarsi dentro canali, rogge, fiumi. Di volta in volta si tratta di valutare l'entità di tali alleggerimenti della portata d'acqua precipitata. In proposito, si determina il cosiddetto *coefficiente di afflusso* (o di assorbimento), definito come rapporto fra il deflusso alle fognature e l'afflusso meteorico durante la precipitazione considerata. Sono stati proposti i seguenti valori per tale coefficiente ψ:

- fabbricati: $\psi = 0{,}85 \div 0{,}95$;
- strade e piazzali bitumati e ben tenuti: $\psi = 0{,}90 \div 0{,}95$;
- superfici a macadam: $\psi = 0{,}40 \div 0{,}60$;
- superfici non pavimentate, terreni senza costruzioni: $\psi = 0{,}10 \div 0{,}30$;
- prati, parchi, giardini: $\psi = 0{,}05 \div 0{,}25$.

Nell'assegnare i valori di ψ alle diverse parti del comprensorio, si deve tenere conto delle condizioni future, previste dal piano regolatore di sviluppo dello stabilimento industriale: infatti, se zone inizialmente destinate a verde si trasformeranno in futuro in corpi di fabbrica, strade o piazzali, il loro apporto di acqua piovana alla rete fognaria aumenterà considerevolmente.

Facciamo ancora riferimento a condizioni medie della pianura padana e ipotizziamo che nel comprensorio in esame non vi siano fiumi, rogge o canali (per cui si deve solo tenere conto del coefficiente di afflusso): se il terreno circostante i fabbricati è o sarà in gran parte sistemato a strade e piazzali bitumati, si può adottare un coefficiente medio di assorbimento pari a 0,80÷0,90: conseguentemente, se l'intensità di pioggia è di 125 l/s per ettaro, la portata d'acqua che converge ai canali fognari risulta pari a 100÷110 l/s per ettaro.

(3) I valori di h in una determinata località sono rilevati mediante pluviometri o pluviografi. In Italia, le caratteristiche delle precipitazioni meteoriche sono riportate su apposite pubblicazioni dell'Istituto Idrografico.

36.5. PORTATE DI ACQUE NERE

La valutazione delle portate di *acque nere* prende le mosse dalle quantità di acqua utilizzate nei servizi igienico-sanitari dello stabilimento in concomitanza con i periodi di punta, la cui durata si aggira intorno ai 20 min: in linea di massima, si può ritenere che giunga alle fogne il 90÷95% della quantità d'acqua alimentata ai servizi igienico-sanitari in tali periodi.

Come valore medio si può invece assumere, sempre a titolo indicativo, una portata oraria pari al volume totale di acqua utilizzato nell'intera giornata nei servizi igienico-sanitari diviso per il numero di ore lavorative.

36.6. PORTATE DI ACQUE TECNOLOGICHE. RECUPERI E RICIRCOLI

La portata di acque tecnologiche dipende dalle lavorazioni e dai criteri adottati per ridurre i fabbisogni idrici nello stabilimento: è comunque facilmente determinabile.

Va però detto a chiare lettere che si deve cercare in ogni modo – fin dalla progettazione – di ridurre i fabbisogni di acqua primaria (4) per usi tecnologici; in altre parole, stante il crescente impoverimento delle disponibilità, va tenuto in debito conto l'esigenza di un corretto e razionale uso dell'acqua utilizzata in campo industriale (5). Ciò può ottenersi, in modo particolare:

a) riducendo i fabbisogni di acqua (e quindi i prelievi) mediante utilizzazioni successive e/o ricircoli dell'acqua stessa, eventualmente con raffreddamenti e depurazioni intermedie;
b) estendendo l'impiego delle acque marine e salmastre;
c) ricorrendo ad approvvigionamenti differenziati in relazione alle esigenze di impiego: ad esempio, è assurdo utilizzare – per molte utenze industriali – acque di falde profonde, e quindi qualitativamente pregiate, se sono disponibili acque superficiali.

Soffermiamoci brevemente sugli interventi indicati al punto a), basati sull'adozione di:

- utilizzazioni successive;
- ricircoli;
- raffreddamenti intermedi;
- epicrèsi (6).

(4) Si definiscono primarie quelle acque naturali (sotterranee o superficiali) costituenti la fonte di alimentazione di determinati fabbisogni idrici (ad esempio, industriali).

(5) In effetti, il concetto di un corretto e razionale uso dell'acqua non si impone solo in campo industriale, ma deve anche essere esteso ai settori agricolo e civile.

(6) Il vocabolo epicrèsi deriva dal greco ἐπίχρησις (= uso ripetuto) e si riferisce alla depurazione delle acque di scarico industriali al fine di reimpiegarle nella stessa industria.

Finora, si è in genere effettuata una distribuzione dell'acqua alle utenze industriali "in parallelo" (fig. 36.8). È invece necessario attuare – ovunque possibile – una distribuzione dell'acqua "in serie" (fig. 36.9). Quando tali utilizzazioni successive non sono realizzabili (ad esempio, perché l'acqua fuoriesce dalle utenze a pressioni insufficienti), si può ricorrere a ricircoli. Con questo termine, si intende il recupero – mediante apposite canalizzazioni – dell'acqua proveniente dalle utilizzazioni precedenti, il convogliamento in vasche di raccolta ed il successivo pompaggio ad altre utenze, integrando soltanto le perdite ed i consumi (fig. 36.10).

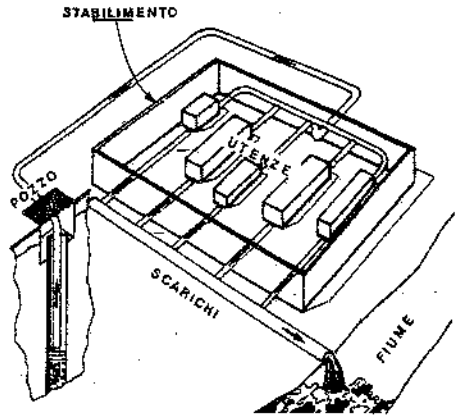


Fig. 36.8 – Sistema tradizionale di alimentazione (in parallelo) dell'acqua alle utenze industriali.

Sovente, a seguito di utilizzazioni e/o ricircoli successivi, l'acqua si riscalda a temperature non più accettabili dalle altre utenze: al fine di renderla ancora utilizzabile si provvede a un raffreddamento, mediante impianti di cui si dirà nel capitolo 48. Ad esempio, la fig. 36.11 schematizza una rete di recupero di acqua industriale che, in vista di un ulteriore riutilizzo, viene raffreddata in un apposito impianto.

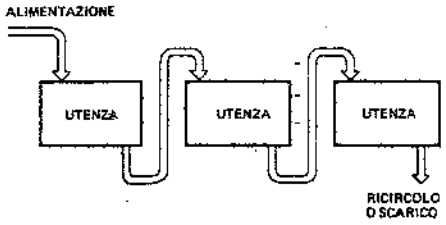


Fig. 36.9 – Utilizzazione successiva dell'acqua in utenze industriali.

In altri casi, l'acqua – a seguito dell'utilizzo – risulta inquinata in modo tale da non poter più essere alimentata ad altre utenze se non previa adeguata depurazione: si tratta allora di applicare la tecnica dell'epicrèsi, consistente nel depurare le acque inquinate nelle lavorazioni industriali e nel riutilizzarle nello stesso stabilimento.

La già citata fig. 36.11 può egualmente schematizzare un recupero di acque di scarico mediante epicrèsi ove all'impianto di raffreddamento si sostituisca un impianto di trattamento delle acque reflue.

Le figure riportate consentono di rilevare quanto segue:

- l'utilizzazione in serie dell'acqua richiede maggiori prevalenze per le pompe di alimentazione;
- il ricircolo comporta *in più* una rete ed una vasca di raccolta, una stazione di pompaggio ed una condotta di collegamento con la rete di distribuzione alle utenze (altre reti di distribuzione si rendono necessarie se si prevedono utilizzazioni successive);
- il raffreddamento intermedio e l'epicrèsi richiedono in sovrappiù, rispetto al ricircolo, un accumulo ed un pompaggio supplementari.

In definitiva, e nel caso più generale, si può pervenire a soluzioni integrate del tipo schematizzato in fig. 36.12, le quali consentono di ridurre sensibilmente i prelievi di acqua primaria, nonché gli scarichi di acque usate (fig. 36.13).

Senza dubbio l'adozione di soluzioni come quelle indicate comporta investimenti supplementari, da sottoporre al vaglio di attente analisi economiche; le quali, comunque, devono tenere conto dei canoni da versare sia sui prelievi delle acque primarie sia sugli scarichi (tali voci di costo giocano ovviamente a favore di una riduzione delle portate di acqua prelevate e scaricate).

L'attuazione di utilizzazioni in serie dell'acqua non presenta difficoltà in quanto è riconducibile al caso della distribuzione alle utenze (capitolo 35).

Per quanto riguarda il recupero dell'acqua dopo l'utilizzazione, si applicano le indicazioni sulle reti fognarie riportate in questo stesso capitolo, mentre dalla vasca di raccolta in poi si ricade nel caso delle reti di alimentazione.

Sugli impianti di raffreddamento e di trattamento delle acque ci soffermeremo nel capitolo 48.

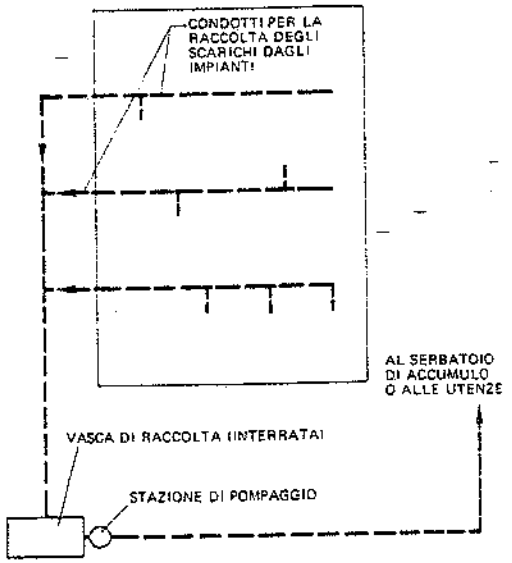


Fig. 36.10 – Recupero e ricircolo dell'acqua industriale (pulita) in uno stabilimento.

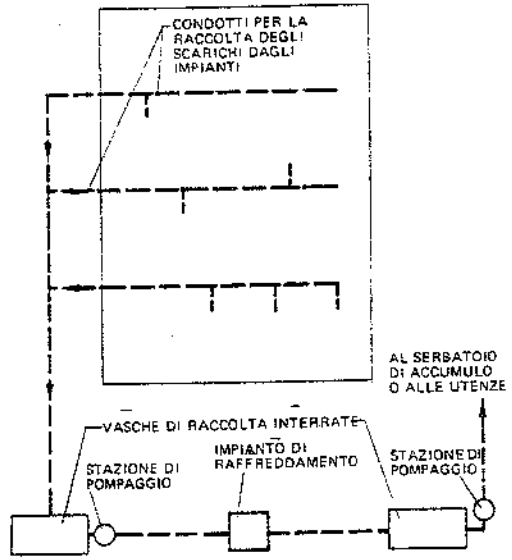


Fig. 36.11 – Recupero, raffreddamento e ricircolo dell'acqua industriale (pulita) in uno stabilimento.

36.7. POMPE PER LIQUAMI

Il sollevamento di acque contenenti corpi solidi o semisolidi in sospensione, fanghi più o meno densi, sostanze organiche o abrasive o aggressive, è effettuato mediante elet-

tropompe speciali, dispositivi ad aria compressa (*air lift*), trasportatori a coclea.

Le prime sono classificabili nei due tipi fondamentali:

a) *a girante arretrata* (fig. 36.14): in questo tipo di pompa centrifuga, solo una parte del fluido pompato penetra fra le pale della girante ricevendo energia che poi trasferisce alla parte restante (la quale attraversa il corpo della pompa senza entrare in contatto con la girante);

b) *a girante bicanale* (fig. 36.15): il liquame attraversa completamente la girante, ma il numero limitato di palette (una o due) e le sezioni di passaggio molto ampie consentono un deflusso senza intasamenti.

Le prevalenze che si possono ottenere con le pompe suddette sono relativamente basse (15÷20 m); per prevalenze più elevate, si rende necessario installare in serie due o tre unità.

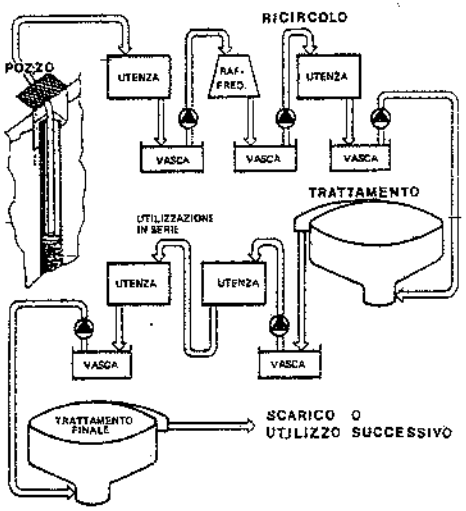
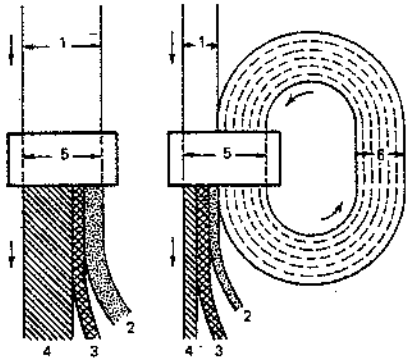


Fig. 36.12 – Utilizzazione dell'acqua in campo industriale con ricircoli, utilizzazioni successive, raffreddamenti ed epicresi.



1. - Acqua primaria - 2. Perdite - 3. Consumi - 4. Scarichi - 5. Fabbisogno - 6. Ricircolo.

Fig. 36.13 – L'utilizzazione in serie dell'acqua occorrente per le lavorazioni industriali consente sensibili risparmi nei prelievi di acqua primaria.

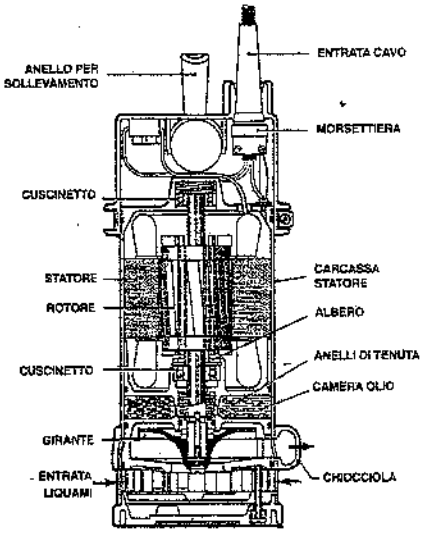


Fig. 36.14 – Elettropompa per liquami.

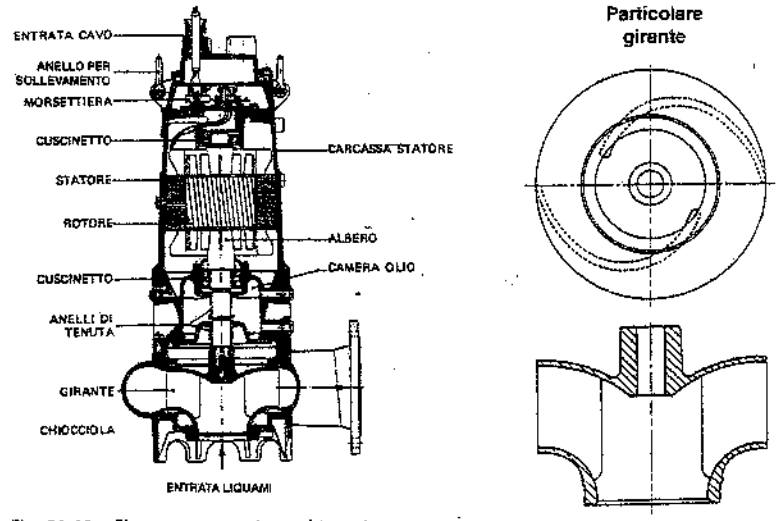


Fig. 36.15 – Elettropompa a girante bicanale.

Le pompe per liquami sono realizzate nelle seguenti versioni:

1) ad asse verticale monoblocco (figg. 36.14 e 36.15) con il motore elettrico adatto al funzionamento sommerso, vale a dire reso stagno alle infiltrazioni dell'acqua mediante apposite tenute meccaniche; la fig. 36.16 fornisce un esempio di installazione di tali pompe;

2) a linea d'asse (fig. 36.17): la pompa è immersa nel liquido da pompare, ma il motore elettrico è esterno e l'azionamento avviene attraverso una linea d'asse (fig. 36.18);

3) ad asse orizzontale: in questo caso la pompa è esterna alla vasca o serbatoio contenente il liquame e l'azionamento avviene con motore elettrico ad asse orizzontale (fig. 36.19).

I tipi caratterizzati da basse portate (fino a 600÷800 l/min e prevalenze di pochissimi metri) sono portatili; gli altri fanno parte di installazioni fisse: in questo secondo caso, le pompe vengono installate in apposite camerette dimensionate in modo da evitare sia un periodo di ritenzione troppo lungo (cameretta sovradimensionata) sia un numero di avviamenti/ora superiore a 10 (cameretta sottodimensionata). Il funzionamento della o delle elettropompe installate nella cameretta è regolato da appositi interruttori, convenientemente posizionati.

Sono disponibili elettropompe per i seguenti tipi di acque: piovane-cloacali-marine-melmose-corrosive-abrasive. La girante ed il diffusore vengono costruiti con materiali adatti al tipo di liquami con cui vengono a contatto (ghisa, bronzo, acciaio inossidabile, ecc.).

Sono anche disponibili pompe sommergibili per liquami con motori protetti contro le esplosioni ed i gas infiammabili.

Il sollevamento di liquami mediante *air lift* (fig. 36.20) è basato sull'insufflamento di aria compressa in prossimità della bocca di ingresso nell'apparecchiatura: in tal modo, infatti, nella tubazione di aspirazione si ha una miscela aria-liquido che, avendo un minor peso specifico del liquido da sollevare, tende a salire.

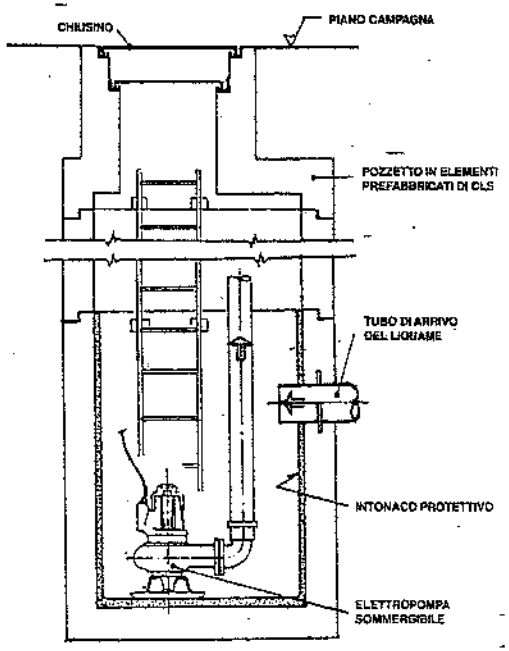


Fig. 36.16 – Esempio di installazione di una elettropompa per liquami.

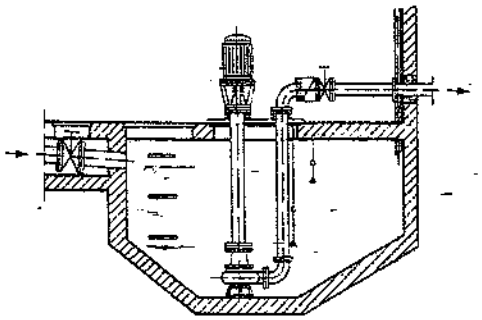


Fig. 36.18 – Esempio di installazione di una elettropompa a linea d'asse.

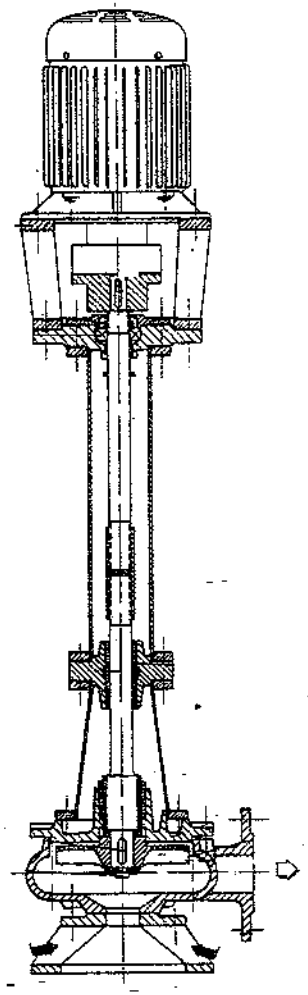


Fig. 36.17 – Elettropompa a linea d'asse.

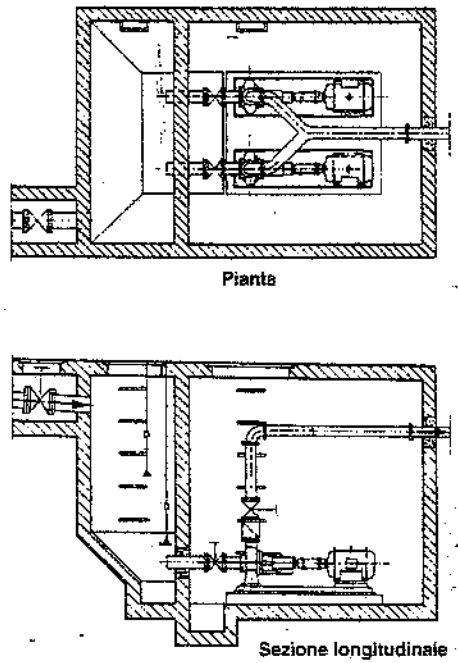
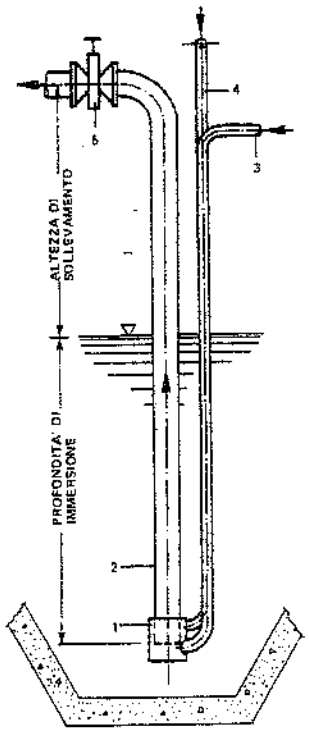


Fig. 36.19 – Esempio di installazione di elettropompe ad asse orizzontale.



1. Testa dell'idroestrattore – 2. Tubazione di sollevamento – 3. Tubazione dell'acqua di lavaggio – 4. Tubazione dell'aria compressa – 5. Saracinesca a chiusura rapida.

Fig. 36.20 – *Air lift.*

Il gruppo è privo di parti in moto; richiede però, oltre all'aria compressa (prodotta in genere da compressori rotativi o turbosoffianti), acqua di lavaggio per la pulizia delle cavità interne.

Gli air lift sono adatti al sollevamento – da vasche e bacini di decantazione o di raccolta – di acque contenenti fanghi, sabbie e simili: le altezze di sollevamento sono peraltro limitate (al massimo 1 m sopra il livello dell'acqua).

Infine, per il sollevamento-trasporto di grandi portate di liquami su distanze e dislivelli limitati, si utilizzano i trasportatori a coclea descritti nel capitolo 26 § 3 (fig. 26.10).

36.8. BIBLIOGRAFIA

C. Mistrangelo, *Costruzione delle fognature*, Milano, Hoepli.
G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori Editore.
V. Nanni, *La moderna tecnica delle fognature e degli impianti epurativi*, Milano, Hoepli.
A. Gallizio, *Impianti sanitari*, Milano, Hoepli.
G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.
Audoli & Bertola, Flygt, Ollearo, *Cataloghi tecnici*.

37. Impianti e dispositivi di protezione antincendio (vd. capitoli X-XI-XII)

37.1. GENERALITÀ

I danni provocati dagli incendi negli stabilimenti industriali, calcolati nel loro complesso, sono elevatissimi: infatti, ai danni diretti (distruzione o danneggiamento di macchinari, impianti, fabbricati, materie prime, prodotti finiti) si aggiungono i danni indiretti, dovuti alla mancata produzione, sovente più elevati dei primi. Ovvia, di conseguenza, la necessità di evitare o ridurre gli uni e gli altri mediante l'adozione di opportuni mezzi di prevenzione e protezione.

In pratica, si distingue fra provvedimenti di tipo preventivo e provvedimenti rivolti a spegnere o circoscrivere l'incendio.

1) *Provvedimenti preventivi* ossia tendenti ad evitare l'insorgere dell'incendio. Fra i più noti, citiamo – a livello aziendale – i seguenti:
   - impiego di strutture incombustibili e resistenti al fuoco;
   - rispetto di distanze di protezione tra fabbricati e/o impianti e fra gli stessi ed elettrodotti, recinzioni, strade e ferrovie;
   - intervento – a livello progettuale – sulle lavorazioni e sui magazzini per realizzare condizioni di massima sicurezza;
   - attuazione di adeguate ventilazioni naturali o meccaniche;
   - adozione di impianti elettrici a regola d'arte (secondo la norma CEI 64-2);
   - messa a terra degli impianti per evitare la formazione di cariche elettrostatiche;
   - protezioni contro le scariche atmosferiche;
   - costituzione di squadre antincendio aziendali (1);

(1) In base alla legge 13.5.1961, n. 469, i comandi provinciali dei vigili del fuoco propongono al ministero dell'interno quali stabilimenti industriali debbano avere servizi propri di prevenzione ed estinzione incendi; esercitano la sorveglianza su detti servizi; curano la preparazione tecnica delle squadre antincendio aziendali. Una squadra antincendio è costituita da un gruppo di persone organizzato in modo autonomo, comandato da un caposquadra e dipendente direttamente dalla direzione di stabilimento, dotato di proprie attrezzature ed opportunamente addestrato per un immediato e razionale intervento, in attesa dell'arrivo dei vigili del fuoco. Il materiale deve comprendere una motopompa antincendio mobile, una adeguata dotazione di estintori portatili, carrellati o su veicolo, nonché usuali dotazioni pompieristiche quali: accette, elmeti, indumenti idonei, riserve di lance e manichette.

– impiego di attrezzi antiscintilla;
– divieto di fumare e di usare fiamme libere;
– predisposizione di un piano di intervento in caso di emergenza;
– ispezioni periodiche di controllo delle condizioni di sicurezza nei vari reparti.

Sempre in tema di prevenzione incendi, la normativa vigente impone – per tutti i luoghi di lavoro – la valutazione dei rischi di incendio, nonché l'individuazione e l'attuazione delle misure atte ad eliminare o ridurre quei rischi. In particolare, si devono adottare le seguenti misure:

- prevenzione degli incendi e della loro propagazione;
- controllo e manutenzione dei presìdi antincendio;
- procedure da attuare in caso di incendio;
- informazione e formazione del personale;
- simulazioni di situazioni di incendio.

2) *Provvedimenti per lo spegnimento* o *la circoscrizione dell'incendio*. Intervengono quando l'incendio si è ormai sviluppato e sono classificabili in quattro categorie, a seconda che sono rivolti a:
   a) garantire maggior sicurezza alle persone (uscite di emergenza, protezioni individuali, compartimenti antincendio);
   b) frazionare il rischio, distanziando i locali più pericolosi, realizzando – in particolare – "muri tagliafuoco" (2) e "barriere d'acqua" (3);
   c) segnalare tempestivamente l'incendio, mediante appositi impianti di rivelazione;
   d) spegnere o almeno contenere l'incendio, mediante adeguati impianti antincendio.

37.2. LEGISLAZIONE

Si richiamano di seguito i principali provvedimenti normativi riguardanti la prevenzione incendi nel settore industriale (4):
– il D.M. 31 luglio 1934 (e successive modifiche ed integrazioni) riguardante gli stabilimenti per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego o la vendita di oli minerali (5);

(2) I muri tagliafuoco hanno lo scopo di isolare due fabbricati o locali in caso di incendio. Essi devono essere costruiti in materiali incombustibili, avere almeno 26 cm di spessore se in mattoni pieni con intonaco normale e 16 cm se in calcestruzzo, essere sopraelevati di almeno 0,50 m sopra gli spioventi della copertura, non avere aperture di alcun genere, a meno che queste siano protette da porte tagliafuoco a chiusura automatica (figg. 13.38 e X.15 del I volume).

(3) La barriera d'acqua è ottenuta mediante appositi ugelli installati su una tubazione sopraelevata in pressione; essa consente di isolare zone attigue, frenando l'espansione dell'incendio e limitando gli effetti dell'irraggiamento.

(4) Citiamo a parte il D.P.R. 27 aprile 1955, n. 547, "Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro", il quale, nel campo che qui interessa, contiene solo disposizioni molto particolari. Così, gli artt.13 e 14 prescrivono il numero e le caratteristiche delle porte di uscita dai locali in cui sussistono pericoli di incendio; l'art. 33 precisa che in tutte le aziende "devono essere adottate idonee misure per prevenire gli incendi e per tutelare l'incolumità dei lavoratori in caso di incendio"; l'art. 34 prescrive il divieto di fumare o di impiegare apparecchiature che possano produrre scintille in ambienti pericolosi; inoltre, fa obbligo di predisporre "mezzi di estinzione idonei in rapporto alle particolari condizioni in cui possono essere usati, ivi compresi gli apparecchi estintori portatili di primo intervento". Ricordiamo ancora, sempre dello stesso decreto, il disposto dell'art. 354: nei locali o luoghi di lavoro ove si sviluppano vapori e gas che costituiscono pericolo di incendio, "devono essere installati apparecchi indicatori e avvisatori automatici atti a segnalare il raggiungimento delle concentrazioni o delle condizioni pericolose".

(5) Tale D.M. ("Approvazione delle norme di sicurezza per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego o la vendita di oli minerali, e per il trasporto degli oli stessi") contiene norme che tendono a limitare gli effetti degli incendi; in particolare, precisa: le quantità di sostanze combustibili che si possono immagazzinare; le distanze minime fra fabbricati e/o serbatoi; le modalità costruttive dei fabbricati; i dispositivi di sicurezza da adottare e così via (v. capitolo 39).

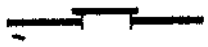
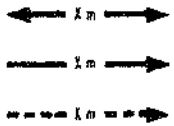
– la C.M. n. 68 del 25 novembre 1969 contenente norme di sicurezza per impianti termici a gas di rete;
– la C.M. n. 73 del 29 luglio 1971 che raccoglie le disposizioni ai fini della prevenzione incendi nel settore degli impianti termici ad olio combustibile ed a gasolio;
– la legge 6 dicembre 1971, n. 1083, "Norme per la sicurezza dell'impiego del gas combustibile";
– il D.M. 16 febbraio 1982, la C.M. n. 25 del 2 giugno 1982 ed il D.M. 27 marzo 1985, che elencano le attività, le industrie ed i depositi pericolosi i cui progetti devono essere approvati dai comandi provinciali dei vigili del fuoco ed il cui esercizio è soggetto a visite di controllo periodiche successivamente al rilascio del "certificato di prevenzione incendi";
– il D.P.R. n. 577 del 29 luglio 1982 e la C.M. n. 46 del 7 ottobre 1982 concernenti l'espletamento dei servizi di prevenzione e di vigilanza antincendi;
– il D.M. 16 novembre 1983 e successive modificazioni (D.M. 2/8/1984 – 11/6/1986 – 9/7/1988 – 17/12/1991) riguardanti le attività soggette – nel campo dei rischi di incidenti rilevanti – all'esame del corpo nazionale dei vigili del fuoco;
– il D.M. 30 novembre 1983 "Termini, definizioni generali e simboli grafici di prevenzione incendi" comprendente due allegati: A) definizioni generali di prevenzione incendi; B) simboli grafici da adottare nella esecuzione degli elaborati tecnici relativi ad attività soggette ai controlli dei vigili del fuoco (l'allegato B è riportato nella tab. 37.I);
– i D.M. 24 novembre 1984 e 8 giugno 1993 contenenti norme di sicurezza antincendio per il trasporto, la distribuzione, l'accumulo e l'utilizzazione del gas naturale con densità non superiore a 0,8;
– i D.M. 31 marzo 1984 e 13 ottobre 1994 relativi alle norme di sicurezza per la progettazione, l'installazione e l'esercizio dei depositi di gas di petrolio liquefatto con capacità complessiva rispettivamente non superiore e superiore a 5 m^3;
– il D.M. 1 febbraio 1986 "Norme di sicurezza antincendi per la costruzione e l'esercizio di autorimesse e simili";
– il D.P.R. 17 maggio 1988, n. 175, "Attuazione della direttiva CE n. 82/501 relativa ai rischi di incendi rilevanti connessi con determinate attività industriali, ai sensi della legge 16 aprile 1987, n. 182";
– la legge 5 marzo 1990, n. 46, ed il D.P.R. 6 dicembre 1991, n. 447, che dettano norme di sicurezza sulla progettazione e sull'installazione degli impianti elettrici relativi agli edifici adibiti ad attività industriali;
– il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, la circolare del ministero dell'interno 29 agosto 1995 ed il D. Lgs. 19 marzo 1996, n. 242, che prescrivono adempimenti ai fini della valutazione ed eliminazione dei rischi di incendio nelle aziende;
– il D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493, che recepisce la segnaletica di sicurezza (6) sul posto di lavoro emanata a livello CE;

La vigente legislazione comprende inoltre norme riguardanti in modo specifico la prevenzione incendi nelle attività a rischio di incidenti rilevanti connessi con determinate attività industriali.

(6) Per segnaletica di sicurezza si intende una segnaletica che, riferita ad un oggetto, ad un'attività o ad una determinata situazione, fornisce un'indicazione o una prescrizione concernente la sicurezza o la salute sul luogo di lavoro. La fig. 37.1 riporta i segnali prescritti dal decreto legislativo citato relativamente alla sicurezza antincendio.

I progetti degli impianti industriali devono essere preventivamente sottoposti all'approvazione del comando provinciale dei vigili del fuoco interessato territorialmente: a tale comando compete sia il nulla osta necessario per la concessione edilizia comunale sia il rilascio – a impianto ultimato – del certificato di prevenzione incendi.

I singoli comandi provinciali dei vigili del fuoco, nel valutare i progetti sotto esame, si basano sulla normativa vigente e sull'esperienza; a volte fanno anche riferimento a norme vigenti in altri Paesi, di solito anglosassoni, notoriamente molto particolareggiate (7).

CATEGORIA	SIMBOLO FIGURATO	DEFINIZIONE
elementi costruttivi e relative aperture		Porta resistente al fuoco
NOTA – Quando trattasi di elementi costruttivi resistenti al fuoco, accanto al simbolo grafico si deve indicare la voce REI, RE o R con il relativo numero che esprime i minuti primi.		
distanziamenti		Distanza di sicurezza esterna Distanza di sicurezza interna Distanza di protezione
sistema di vie d'uscita		PERCORSO DI USCITA: • verso l'alto • orizzontale • verso il basso
estintori		Estintore portatile
		Estintore carrellato

(segue)

(7) Ricordiamo che le compagnie assicuratrici applicano sconti anche rilevanti sui premi di assicurazione quando vengono attuate precise prescrizioni, tratte in genere dalle clausole delle compagnie assicuratrici inglesi (presso le quali molte compagnie italiane sono riassicurate):

(segue tabella 37.I)

CATEGORIA	SIMBOLO FIGURATO	DEFINIZIONE
sistemi antincendio idrici		Naspo
		Idrante a muro con tubazione flessibile e lancia
		Idrante sottosuolo
		Idrante soprasuolo
		Attacco per autopompa singolo e doppio
NOTA – Accanto al simbolo devono essere indicati il diametro delle bocche ed il numero se multiplo.		
sistemi di segnalazione		Impianto di allarme
	(*)	Impianto automatico di rivelazione d'incendio
NOTA – (*) All'interno della circonferenza deve comparire il simbolo del tipo di rivelatore.		
impianti fissi di estinzione		Ad attivazione automatica
		Ad attivazione manuale
NOTA – All'interno della circonferenza e del quadrato deve essere posto il simbolo della sostanza estinguente.		

Tabella 37.I – Simboli grafici da adottare negli elaborati tecnici relativi alle predisposizioni di prevenzione incendi (allegato B al D.M. 30 novembre 1983).

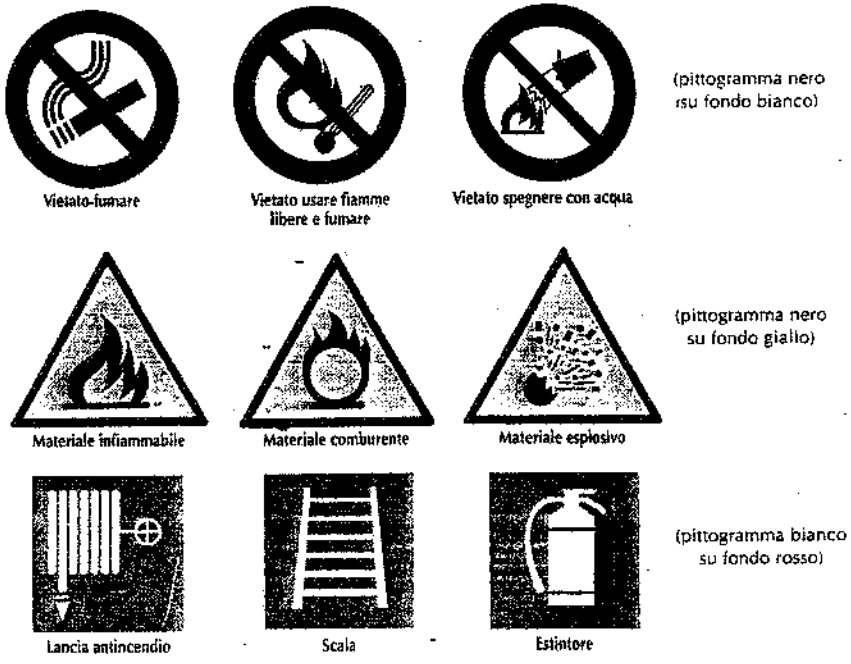


Fig. 37.1 – Segnaletica di sicurezza nei confronti di pericoli d'incendio (D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493).

37.3. CLASSIFICAZIONE E CINETICA DEGLI INCENDI

Il Comitato Europeo Normalizzazione (CEN) ha definito la seguente classificazione degli incendi, basata sulle sostanze che li alimentano:

- *Classe A:* incendi di materiali solidi combustibili e che comportano formazione di braci: sono dovuti a materiali quali carta, legname, tessuti, carboni, gomma, pelli;
- *Classe B:* incendi di liquidi infiammabili quali benzine, solventi, oli, vernici, resine, etere, alcool;
- *Classe C:* incendi di gas infiammabili come metano, acetilene, idrogeno, gas di città;
- *Classe D:* incendi di sostanze chimiche e metalli leggeri combustibili (sodio, potassio, magnesio, calcio, bario);
- *Classe E:* incendi originati da materiale elettrico sotto tensione quali trasformatori, motori elettrici, generatori, alternatori, interruttori.

Con particolare riferimento alla lotta contro gli incendi mediante estintori, la norma UNI-EN 2 ("Classificazione dei fuochi") suddivide i fuochi in quattro classi e precisamente:

- Classe A: fuochi da materiali solidi, generalmente di natura organica, la cui combustione avviene normalmente con formazione di braci (legno, carta, cartoni, gomma, tessuti, cuoio, pelli, carbone);
- Classe B: fuochi da liquidi o da solidi liquefattibili (alcoli, vernici, solventi, oli, lubrificanti, benzine, petrolio);
- Classe C: fuochi da gas (idrogeno, metano, propano, etilene, propilene, acetilene);

- Classe D: fuochi da metalli (nitrati, nitriti, clorurati, magnesio, manganese, sodio, potassio, alluminio in polvere, ecc.).

Un incendio è essenzialmente un processo di ossidazione violenta di cui le fiamme rappresentano l'aspetto più appariscente e ultimo di tutta una serie di fenomeni. La combustione, in particolare, è una reazione chimica esotermica che normalmente comporta l'ossidazione di un combustibile da parte dell'ossigeno presente nell'aria.

Si definisce *temperatura di ignizione* di una sostanza la minima temperatura a cui la stessa deve essere riscaldata affinché venga innescata, da una fonte di energia esterna, una reazione di ossidazione esotermica in grado di autosostenersi.

La temperatura di ignizione effettiva dipende, oltre che dalla natura del materiale, dalla concentrazione e umidità del combustibile, dalla ventilazione, dalla rapidità del riscaldamento, dalla dimensione e dalla forma del materiale coinvolto, nonché dal possibile effetto catalitico o inibitore di altri materiali presenti.

Per i solidi poco volatili, come legno o carta, la temperatura di ignizione dipende in modo particolare dalla velocità del riscaldamento ossia dal tempo necessario per volatilizzare il combustibile e formare di conseguenza una miscela gassosa innescabile.

Al di sopra della temperatura di ignizione, dianzi definita come la temperatura alla quale una sostanza si infiamma in presenza di un innesco, ogni combustibile presenta una *temperatura di autoaccensione*. A questa temperatura, se il combustibile è a contatto con il comburente, inizia spontaneamente la combustione, anche se manca una forma di innesco esterna.

Per materiali come carta, cotone e lana, la temperatura di autoaccensione è compresa tra 200° e 260°C.

Dal punto di vista pratico, il grado di infiammabilità di un materiale è correlato alla sua temperatura di ignizione: quanto più questa è vicina alla temperatura ambiente, tanto più elevato è il grado di infiammabilità.

Il fatto che gran parte del materiale combustibile abbia una temperatura di ignizione molto superiore alla temperatura ambiente, non esclude il suo coinvolgimento in un incendio allorquando si verifichi un aumento della temperatura circostante.

37.4. CARICO DI INCENDIO

Un incendio in pieno sviluppo, per la varietà delle sostanze aggredite e la complessità dei fattori fisici e chimici che intervengono, costituisce un fenomeno estremamente imprevedibile nella sua evoluzione e che non sempre si presta ad un inquadramento teorico e quantitativo. In ogni caso, una preliminare valutazione del grado di pericolo presente in un edificio contenente materiale combustibile, passa attraverso il cosiddetto *carico di incendio*, che misura la quantità di calore che si può sviluppare per unità di area di quell'edificio in caso di incendio.

Il carico di incendio si può valutare con la formula:

$$q^* = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i H_i}{A} \qquad (37.1)$$

dove:
q^* = carico di incendio, in kcal/m² oppure MJ/m²;
g_i = massa in kg della sostanza combustibile i fra le n presenti nel locale;
H_i = potere calorifico superiore della sostanza combustibile, in kcal/kg o MJ/kg;
A = area totale del locale, in m².

La tabella 37.II riporta i valori del potere calorifico superiore di alcuni materiali combustibili.

Tabella 37.II - Poteri calorifici superiori di alcuni combustibili.

Materiale	Potere calorifico superiore kcal/kg	MJ/kg
tessuti di cotone	4000	17
carta	4000	17
paglia	3700	16
legname secco:		
– essenze forti	3700÷4000	16÷17
– essenze deboli	2800÷3000	12÷13
carbon fossile (antracite)	7500÷8000	
carbone coke	6500÷7200	31÷34
olio da forni	10200÷11000	43÷46
nafta da motori	11000	46
benzina	11300	47

In Inghilterra si considerano tre diversi *gradi di rischio* a seconda del valore del carico di incendio calcolato con la (37.1):
- rischio leggero: 150.000 ÷ 270.000 kcal/m² ovvero 630 ÷ 1.130 MJ/m²;
- rischio medio: 270.000 ÷ 570.000 kcal/m² ovvero 1.130 ÷ 2.390 MJ/m²;
- rischio grande: 570.000 ÷ 1.080.000 kcal/m² ovvero 2.390 ÷ 4.520 MJ/m².

La normativa italiana sulla prevenzione degli incendi considera – come carico d'incendio – il *potenziale termico* dei materiali combustibili presenti nei locali, misurato in chilogrammi di legno equivalente. Pertanto, il *carico d'incendio specifico*, riferito cioè alla unità di superficie lorda del locale, si calcola tramite l'espressione:

$$q = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i H_i}{4400\ A} \quad \text{(kg di legno/m}^2\text{)} \tag{37.2}$$

dove, oltre ai simboli già noti, si considera il potere calorifico del legno standard pari a 4400 kcal/kg ovvero 18,48 MJ/kg.

Indicativamente, si possono considerare – nel settore industriale – tre *livelli di rischio* in relazione al valore del carico di incendio calcolato con la (37.2):
- rischio lieve: se il carico d'incendio è inferiore a 35 kg di legno standard per metro quadrato;
- rischio medio: se il carico d'incendio è compreso fra 35 e 75 kg/m²;
- rischio grave: se il carico d'incendio supera 75 kg/m².

Tuttavia, come già accennato, la pericolosità connessa all'eventuale scoppio di un incendio in un locale non dipende soltanto dalla natura e dalla quantità dei materiali in esso contenuti, ossia dal carico di incendio. Altri fattori influenzano l'evoluzione di un incendio, quali la concentrazione o la distribuzione dei materiali, il loro grado di umidità, la ventilazione del locale (ovvero le dimensioni e la dislocazione delle aperture), la temperatura ambiente: tutti fattori che influenzano la velocità di combustione. In ogni caso, per ridurre il grado di pericolosità degli incendi è opportuno prevedere locali non troppo ampi (8) e separati o distanziati fra di loro, nonché fabbricati resistenti al fuoco: a quest'ultimo proposito ricordiamo che l'acciaio comincia a flettersi intorno ai 450°C ed a cedere verso i 600°C; e un incendio può raggiungere tali temperature in meno di 10 minuti, come si può rilevare dalla curva standard temperatura-tempo di fig. 37.2 (9).

In sintesi, si può ottenere una riduzione del rischio tramite: locali di dimensioni ridotte, interposizione di distanze di sicurezza, impiego di strutture resistenti al fuoco. Sono queste le misure più adatte per limitare i danni conseguenti ad un incendio.

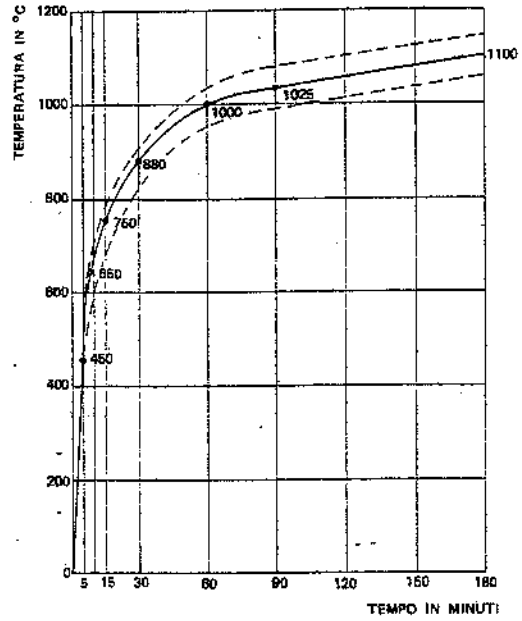


Fig. 37.2 – Curva caratteristica temperatura-tempo.

Si noti come il precedente suggerimento di prevedere locali di dimensioni limitate contrasti con l'obiettivo di ottimizzare il plant layout dello stabilimento, l'organizzazione della produzione, i trasporti interni: infatti, queste ottimizzazioni sono facilitate da locali molto vasti, senza soluzioni di continuità, con magazzini e lavorazioni privi di chiusure e muri tagliafuoco.

Si tratta perciò di individuare di volta in volta la soluzione che concilia nel migliore dei modi le due esigenze, raggiungendo il necessario grado di sicurezza e salvaguardando i criteri di razionalità del progetto dello stabilimento.

Ma per ottenere questo risultato, occorre in ogni caso predisporre impianti di spegnimento e di allarme adatti, nonché superfici di sfogo del calore e dei fumi di area sufficiente. Di tali impianti e accorgimenti si dirà nei paragrafi successivi.

Qui si vuole mettere in evidenza che la valutazione del carico di incendio specifico mediante la (37.2) fornisce una interessante indicazione progettuale. Premettiamo che, com'è ovvio, un incendio che si sviluppi in un locale può propagarsi nei locali adiacenti per cedimento delle strutture di separazione, per propagazione dei gas prodotti dalla combustione, per irraggiamento. Ne consegue che, al fine di impedire la propagazione dell'incendio nei locali vicini, è necessario prevedere

(8) L'incendio è tanto più pericoloso quanto più vasta è la superficie interessata.

(9) La fig. 37.2 compendia l'andamento della maggior parte degli incendi reali ed evidenzia che le temperature tendono ad assumere valori elevati nei primi minuti dall'inizio della combustione; successivamente l'incremento procede più lentamente (le temperature toccano punte finali di 1200° ÷ 1250 °C).

strutture di separazione aventi una adeguata resistenza al fuoco; in altre parole, in grado di conservare, sotto l'azione del fuoco e per un tempo prestabilito:
- la stabilità ovvero la resistenza meccanica;
- la tenuta nei confronti di fiamme, vapori o gas caldi;
- l'isolamento termico, limitando la trasmissione del calore (10).

Le tre suddette proprietà delle strutture nei confronti del fuoco sono individuate con dei simboli e precisamente:
- la resistenza si indica con il simbolo R;
- l'ermeticità si individua con il simbolo E;
- l'isolamento termico con la lettera I.

Pertanto, il simbolo REI identifica una struttura in grado di mantenere, per un determinato tempo, la stabilità, la tenuta e l'isolamento termico; con il simbolo RE si evidenzia che una struttura è dotata di resistenza meccanica e tenuta; il simbolo R identifica l'attitudine di una struttura a conservare – sempre per un tempo determinato – la stabilità sotto l'azione del fuoco.

Il tempo durante il quale una struttura conserva tutti o parte dei suddetti requisiti, viene misurato in minuti primi. Così, a titolo di esempio, scegliere una struttura avente una resistenza al fuoco REI 60 significa che quella struttura, esposta al fuoco, mantiene la stabilità, la tenuta e l'isolamento termico per 60 minuti primi (11).

Diventa allora importante, per evitare la propagazione di un incendio a locali vicini, definire quale resistenza al fuoco devono avere le strutture che delimitano un locale caratterizzato da un determinato carico di incendio.

La tab. 37.III fornisce la resistenza al fuoco di alcuni elementi strutturali di frequente impiego per delimitare i locali. Il livello di resistenza al fuoco può inoltre essere aumentato adottando particolari misure di protezione delle strutture, quali intonaci protettivi (12) e vernici intumescenti (13). In generale, le strutture degli edifici industriali non dovrebbero avere una resistenza al fuoco inferiore a 60 minuti. Solo nel caso di fabbricati industriali a un piano e non molto estesi, dotati di impianti antincendio e di adeguate vie di uscita, in cui si svolgano lavorazioni di materiali scarsamente combustibili, si possono adottare resistenze al fuoco minori di 60 minuti: così, a titolo di esempio, le strutture dell'edificio potrebbero essere realizzate in acciaio, con o senza rivestimenti protettivi.

Ma la regola generale a cui volevamo arrivare è la seguente: la resistenza al fuoco che le strutture racchiudenti un locale soggetto a rischio d'incendio devono avere è funzione del carico specifico d'incendio calcolato per quel locale mediante la (37.2); più precisamente, la resistenza al fuoco di tali strutture non deve essere inferiore al carico d'incendio specifico: così, per esempio, se il locale di cui trattasi ha un carico d'incendio $q = 90$, è opportuno che le strutture delimitanti quel locale abbiano una resistenza al fuoco non minore di REI 90. In altre parole, il carico d'incendio in kg/m^2 di legna standard indica la durata minima, in minuti primi, di resistenza al fuoco da richiedere alle strutture.

(10) Di norma, in questo campo si considera soddisfatto l'isolamento termico da parte di una struttura se o fino a quando la temperatura della superficie opposta a quella in cui si è sviluppato l'incendio non supera i 150 °C.

(11) Mantenere l'isolamento termico per 60 minuti significa che per 1 ora la temperatura della superficie non esposta al fuoco non supererà i 150 °C.

(12) Citiamo, fra i tanti, il gesso, la vermiculite, l'argilla espansa.

(13) Trattasi di vernici isolanti autoespandenti che, all'aumentare della temperatura, si gonfiano come a formare una schiuma.

Tabella 37.III – Tipologie di pareti e solai e relative resistenze al fuoco (circolare n. 91 del 14 settembre 1961 del ministero dell'interno).

RESISTENZA AL FUOCO minuti primi	15	30	45	60	90	120	180
PARETI	Spessore minimo in cm escluso l'intonaco						
Laterizi pieni con intonaco normale	6	13	13	13	26	26	26
Laterizi pieni con intonaco isolante	6	6	6	13	13	26	26
Laterizi forati con intonaco normale	6	10	14	20	30	30	30
Laterizi forati con intonaco isolante	6	6	6	10	10	14	20
Calcestruzzo normale	8	8	10	10	10	12	16
SOLAI	Spessore minimo in cm compreso il sottofondo del pavimento e il controsoffitto						
Soletta in c.a.							
– con intonaco normale (1,5 cm)	10	10	12	14	16	20	20
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	10	10	12	14	14	16	16
Solaio in laterizio armato con intonaco normale (1,5 cm)	16	16	20	24	24	30	30
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	18	20	24	24
Elementi in c.a. precompresso con intonaco normale (1,5 cm)	16	16	20	24	24	30	30
– idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	20	24	24	24

La definizione della resistenza al fuoco delle strutture consente di precisare una misura di protezione passiva contro la conseguenza degli incendi denominata *compartimentazione*: questa consiste nel prevedere locali, all'interno degli edifici, delimitati e protetti da elementi costruttivi aventi una prestabilita resistenza al fuoco (fig. 37.3). Tali locali o compartimenti antincendio hanno lo scopo di assicurare una protezione alle persone coinvolte in un incendio, di consentire il loro sfollamento verso l'esterno e di facilitare gli interventi di spegnimento; devono essere dotati di aperture per l'aerazione naturale e lo sfogo dei fumi e del calore.

Nell'ambito della compartimentazione, citiamo ancora il cosiddetto *filtro a prova di fumo*: trattasi di un particolare disimpegno avente la funzione di "filtrare" il fumo prodotto da un eventuale incendio, impedendo che lo stesso penetri nel locale compartimentato (ad esempio, un vano scala). Tale disimpegno consiste in un vano delimitato da strutture con resistenza al fuoco REI stabilita, e comunque non inferiore a 60, dotato di due o più porte munite di congegni di autochiusura con resistenza al fuoco REI prestabilita, e comunque non inferiore a 60. La funzione di filtro del fumo può essere ottenuta in uno dei tre modi seguenti: il vano-filtro è aerato direttamente dall'esterno tramite aperture libere di superficie non inferiore a 1 m^2, oppure è dotato di un camino di ventilazione di sezione non inferiore a 0,10m^2 sfociante al di sopra della copertura dell'edificio, oppure è mantenuto in sovrappressione di almeno 0,3 mbar mediante apposito impianto di ventilazione (fig. 37.4).

37.5. SEGNALAZIONE DEGLI INCENDI

Da quanto si è andato esponendo, si comprende l'importanza della tempestiva segnalazione di un principio di incendio, sia per ragioni di sicurezza sia per anticipare l'intervento e limitare i danni.

A tale fine, sono stati messi a punto numerosi sistemi di rivelazione di incendi.

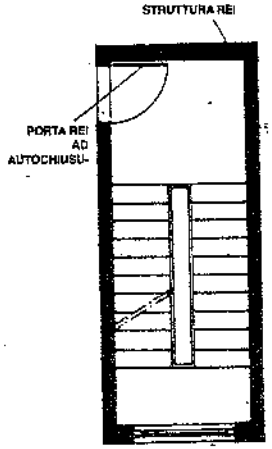


Fig. 37.3 – Esempio di compartimentazione antincendio di un vano scala.

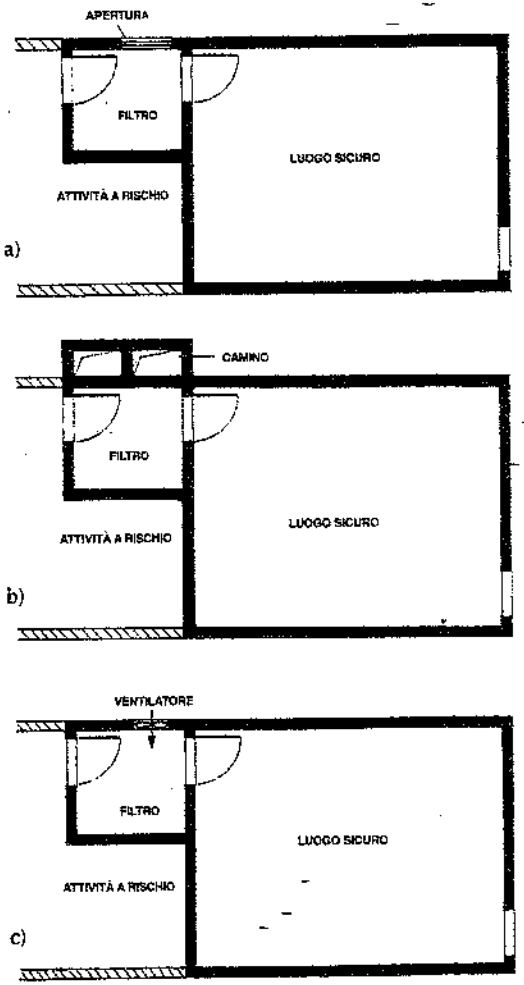
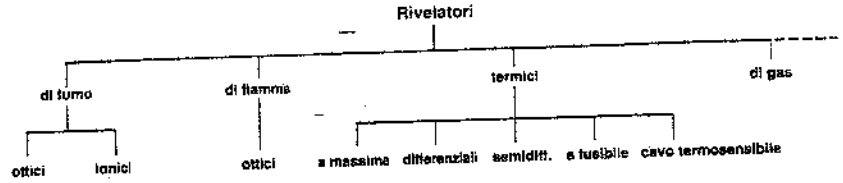


Fig. 37.4 – Schema dei tre tipi di filtri a prova di fumo: a) aerato direttamente dall'esterno; b) dotato di camino sfociante sopra la copertura dell'edificio; c) mantenuto in sovrappressione rispetto agli ambienti circostanti.

Essi si basano sulle alterazioni fisiche e chimiche che un incendio provoca nell'ambiente in cui si sviluppa.

Lo schema seguente riassume i tipi di rivelatori d'incendio di uso più corrente:



1) Rivelatori di fumo

– *Rivelatori ottici* (fig. 37.5): sono composti da una camera di analisi e da un circuito elettronico di amplificazione; nella camera di analisi sono presenti un diodo emettitore di luce ed un fotodiodo rivelatore. Quando in tale camera entrano delle particelle di fumo, il raggio di luce emesso dal diodo viene riflesso facendo aumentare la luminosità; questa variazione di luce è convertita dal fotodiodo in variazione di corrente elettrica che, attraverso l'amplificatore, viene rilevata ed inviata alle apparecchiature di segnalazione.

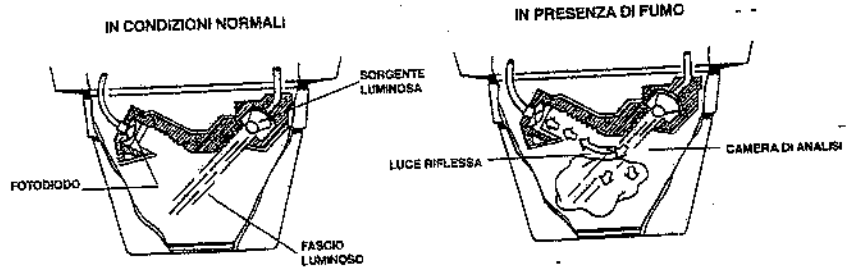


Fig. 37.5 – Rivelatore ottico di fumo.

– *Rivelatori ionici* (fig. 37.6): noti anche come rivelatori a camera di ionizzazione, sono adatti per fumi visibili ed invisibili. Una piccola quantità di materiale radioattivo posto nella camera di rivelazione ionizza l'aria presente tra due armature, permettendo il passaggio di una piccola corrente. Quando delle particelle di fumo entrano nella camera di rivelazione, la ionizzazione in essere viene alterata ed il passaggio di corrente ridotto. Questa variazione di potenziale viene rilevata, amplificata ed inviata alle apparecchiature di segnalazione.

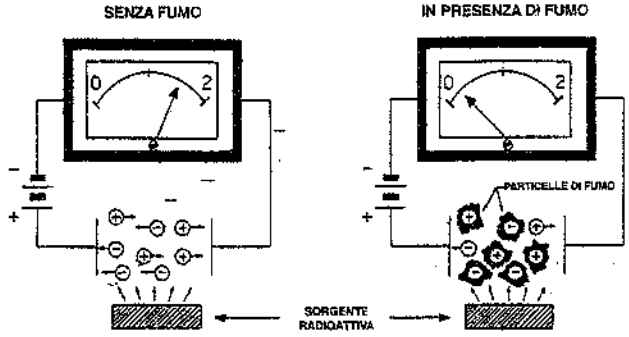


Fig. 37.6 – Rivelatore ionico di fumo.

2) Rivelatori di fiamma

– *Rivelatori ottici:* possono essere ad infrarossi o ad ultravioletti. Il primo tipo è in grado di captare anche piccole scintille, ma può essere influenzato da sorgenti infrarosse presenti in molti ambienti (corpi riscaldanti, lampade, ecc.). Il secondo può essere installato in qualsiasi ambiente ed anche all'aperto in quanto è in grado di discriminare i raggi ultravioletti emessi da una fiamma da altri esistenti in natura, eliminando così i falsi allarmi (fig. 37.7).

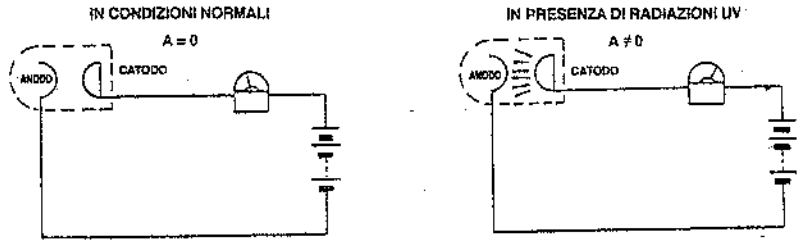


Fig. 37.7 – Rivelatore di fiamma a radiazioni ultraviolette.

3) Rivelatori termici

– *Rivelatori termici a massima* (fig. 37.8): una lamina bimetallica è disposta in modo che alle temperature normali chiude un contatto, permettendo il passaggio di una corrente di riposo nel circuito elettrico ad essa collegato; l'aumento della temperatura fa flettere la lamina (a causa del diverso coefficiente di dilatazione dei due metalli) fino a che il contatto si apre, la corrente di riposo si interrompe e viene dato l'allarme.

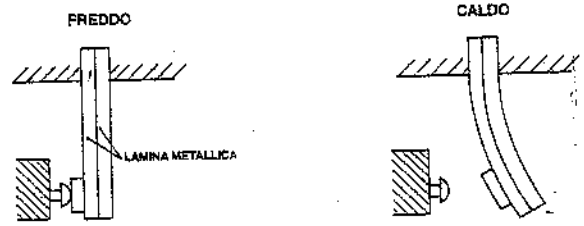


Fig. 37.8 – Rivelatore termico a massima.

– *Rivelatori termici differenziali:* basati sullo stesso principio dei precedenti, sono costruiti in modo da non essere influenzati da un incremento termico lento, ma solo da un brusco aumento di temperatura, in genere regolabile fra i 2° e i 10°C/min: infatti, una delle due lamine metalliche è isolata nei riguardi dell'ambiente (fig. 37.9), per cui quella libera raggiunge più rapidamente la temperatura circostante e si flette prima, aprendo il contatto (se l'aumento di temperatura è lento, le due lamine hanno lo stesso comportamento).

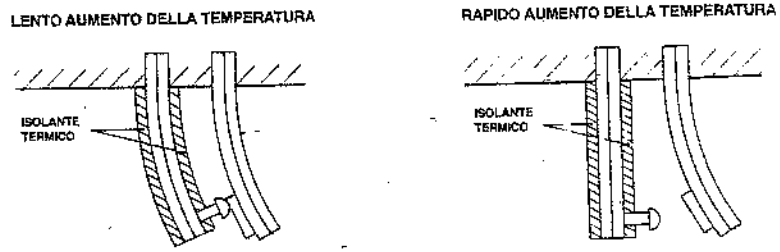


Fig. 37.9 – Rivelatore termico differenziale.

– *Rivelatori semidifferenziali*: riuniscono le caratteristiche dei rivelatori termici a massima e differenziali sopra richiamati, e cioè sono in grado di rilevare sbalzi rapidi di temperatura (ad esempio, 7°C/minuto) e, in caso di innalzamento lentissimo di quest'ultima, intervenire ad una temperatura prefissata.

– *Rivelatori a fusibile* (fig. 37.10): consistono in due lamine metalliche unite fra di loro ad una estremità mediante una sostanza che fonde a temperatura prestabilita; l'aumento della temperatura rende pastosa la sostanza fusibile consentendo alle lamine di allontanarsi: conseguentemente il contatto si apre determinando l'emissione dell'allarme.

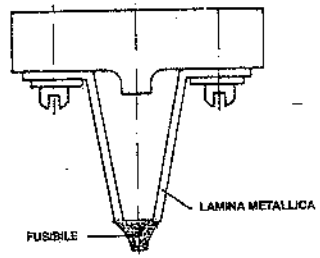


Fig. 37.10 – Rivelatore a fusibile.

– *Cavo termosensibile* (fig. 37.11): consiste in un cavo, comprendente due conduttori, percorso da una leggerissima corrente di segnale e rivestito con materiale termoplastico avente un punto di fusione stabilito. Questo filo viene steso attorno o sopra l'area che si intende controllare: quando la temperatura in prossimità del cavo raggiunge la soglia di intervento, l'isolamento del cavo si fonde mettendo la linea in corto circuito; la variazione dei parametri di impedenza della linea, provoca l'attivazione dell'allarme.

Fig. 37.11 – Cavo termosensibile.

4) Rivelatori di gas

Questi rivelatori sono adatti per segnalare la presenza di concentrazioni pericolose di prodotti e/o gas infiammabili ed esplosivi.

La scelta del rivelatore deve essere fatta considerando il tipo di fenomeno che si intende rilevare e quindi in base al materiale od al processo controllato: nel caso di materiali con innesco lento e produzione di fumo sono adatti i rivelatori di fumo; per le sostanze facilmente infiammabili e con forte sviluppo di calore si adottano i rivelatori termici; in locali chiusi in cui si trattino o si utilizzino liquidi infiammabili che, incendiandosi, danno prevalentemente luogo a fiamme, si ricorre ai rivelatori di fiamma.

Ciascun tipo di rivelatore richiede poi particolari modalità di installazione (spaziatura, distanza dal soffitto, distanza dalla fonte di calore) che, a loro volta, ne influenzano la scelta.

Per aumentare la sicurezza di funzionamento, si installano a volte, in uno stesso ambiente, due o più impianti di rivelazione.

La fig. 37.12 schematizza un impianto di segnalazione incendi mediante rivelatori: questi trasmettono l'indicazione "incendio" ad una centralina che contiene gli organi necessari per l'individuazione del luogo in cui è scattato l'allarme; essa, inoltre, è dotata di segnalatori ottici e acustici. Tale centralina è installata nel locale sorveglianti o nell'abitazione del custode o nei locali dei vigili del fuoco dello stabilimento (fig. 14.14).

Un impianto di rivelazione può essere previsto in modo da mettere

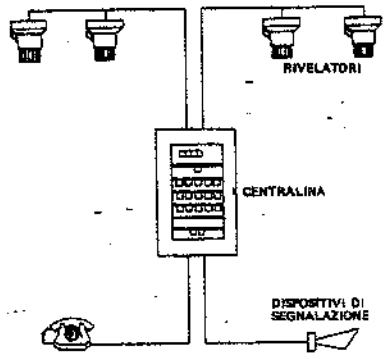


Fig. 37.12 – Impianto di segnalazione incendi.

direttamente in funzione l'impianto di spegnimento senza che si renda necessario l'intervento dell'uomo (14). Tale soluzione può però comportare la scelta di un impianto di rivelazione meno sensibile, al fine di evitare falsi allarmi, i quali potrebbero provocare inutili quanto dannosi interventi dell'impianto antincendio. Non è inoltre facile sostituire razionalmente la presenza dell'uomo quando l'estensione dell'incendio consente di graduare l'intervento (in modo da ridurre al minimo i danni spesso derivanti dallo stesso mezzo estinguente) e di isolare o allontanare materiali pericolosi. Questo spiega il motivo per cui è ancora molto diffuso il criterio di tenere separato l'impianto di segnalazione da quello di spegnimento.

L'intervento automatico è invece indispensabile nel caso di impianti non presidiati o difficilmente accessibili.

37.6. PRINCIPI GENERALI SULL'ESTINZIONE DI UN INCENDIO

L'estinzione di un incendio può avvenire:

– per raffreddamento, ossia abbassando sotto il punto di accensione la temperatura delle superfici esposte;
– per soffocamento, ossia riducendo l'afflusso di aria verso la zona di combustione: il tenore di ossigeno nella zona di combustione scende a valori tali da interrompere la combustione; analogo effetto si ottiene diluendo con un inerte la miscela gassosa combustibile. Si ricorda che per ogni combustibile esiste un campo di infiammabilità, compreso fra il limite inferiore ed il limite superiore di infiammabilità. Tali limiti sono funzione della temperatura e della pressione della miscela "combustibile + comburente + inerti", nonché delle relative pressioni parziali.

In pratica, lo spegnimento di un incendio avviene quasi sempre per effetto concomitante del raffreddamento e del soffocamento, con prevalenza dell'una o dell'altra azione a seconda del mezzo di estinzione impiegato; e quest'ultimo deve essere scelto tenendo conto della classe di incendio cui appartengono i materiali o le sostanze da proteggere, come si dirà in seguito.

Gli interventi per lo spegnimento di un incendio possono essere favoriti da opportuni accorgimenti volti a facilitare l'accesso al luogo dell'incendio, a limitare la propagazione di quest'ultimo e così via. In particolare, con riferimento al caso di fabbricati industriali, si è dimostrato utile predisporre nella copertura degli "sfoghi di calore" costituiti da chiusure che si aprono in caso di incendio: attraverso le aperture fuoriescono i gas di combustione, sottraendo calore dall'ambiente. Se pure è evidente che a tale fuoriuscita di calore corrisponde un apporto di nuova aria che va ad alimentare l'incendio, l'esperienza ha dimostrato che, per adeguate ampiezze delle aperture, l'apporto termico dovuto al comburente immesso è nettamente inferiore alla quantità di calore sottratta. Si ottiene per di più l'effetto di evitare l'accumulo, sotto la copertura, di gas surriscaldati (che spesso provocano il cedimento della copertura stessa) e di estromettere fumo dall'ambiente.

La tab. 37.III fornisce valori indicativi dell'area delle aperture di sfogo, espressi in percento della superficie in pianta del fabbricato industriale, in funzione del carico di incendio ovvero del grado di rischio individuato secondo la classificazione inglese.

(14) In altre parole, i rivelatori, oltre che da avvisatori di incendio, possono anche essere utilizzati per comandare l'entrata in funzione dell'impianto antincendio.

37.7. MEZZI ANTINCENDIO MOBILI

I mezzi per intervenire contro un incendio si possono distinguere in due grandi categorie: quelli *portatili* per interventi localizzati e quelli *fissi* destinati in genere a proteggere un intero locale o fabbricato.

Alla prima categoria appartengono i vari tipi di estintori, nonché i mezzi di intervento più elementari e tradizionali, quali la sabbia e le coperte di fibre di vetro (15).

Con specifico riferimento agli estintori portatili, la tab. 37.IV riassume i tipi di agenti estinguenti di più frequente impiego evidenziando le classi di incendio per cui risultano più efficaci e quelle per cui sono controindicati.

Tabella 37.III – Area delle aperture di sfogo da prevedere nelle coperture dei fabbricati industriali, espressa in percento della superficie in pianta (in m^2).

Grado di rischio	Carico di incendio (Mcal/m^2) (*)	% area fabbricato
leggero	150÷270	0,65÷1,20
medio	270÷570	1,20÷1,70
pesante	570÷1080	1,70÷2,50

(*) 1 Mcal = 4,186 MJ

Tabella 37.IV – Sostanze estinguenti, loro indicazioni e controindicazioni (le classi dei fuochi sono quelle definite dalla norma UNI-EN 2).

Sostanza estinguente	Campo di impiego	Non adatti per
Acqua sotto forma di getto	Fuochi di classe A	Incendi di apparecchiature elettriche e di classe B e C
Acqua nebulizzata	Fuochi di classe B e A	Fuochi di classe C e di sostanze chimiche reagenti con l'acqua
Schiuma meccanica	Fuochi di classe A e B	Incendi di apparecchiature elettriche e di classe C e D
Polvere chimica	Fuochi di classe A-B-C e di apparecchiature elettriche	Incendi coinvolgenti apparecchiature elettroniche e/o elettriche con relè
Anidride carbonica	Fuochi di classe B e C e di apparecchiature elettriche	Fuochi di classe A e D
Composti alogenati	Fuochi di classe A e B e di apparecchiature elettriche	Fuochi di classe C e D

Di seguito, si citano i principali tipi di estintori portatili, caratterizzati da una massa ≤ 20 kg.

– *Estintori idrici* (fig. 37.12): constano di un serbatoio contenente acqua (o, in alcuni casi, acqua con l'aggiunta di particolari sostanze chimiche) e di una bomboletta di gas compresso (di solito CO_2) che all'atto dell'intervento pressurizza il serbatoio con conseguente espulsione del liquido. Sono adatti quale mezzo di primo intervento contro incendi di sostanze solide (legno, carta, carbone, paglia, tessuti). Non sono idonei per lo spegnimento dei liquidi infiammabili (oli, benzine, solventi); di gas quali metano, propano, gas illuminante; di metalli ed apparecchiature elettriche. Nella versione ad acqua nebulizzata, gli estintori idrici sono impiegati anche su incendi di classe B.

(15) La sabbia è molto utile per soffocare piccoli incendi al loro insorgere ed è addirittura insostituibile nei casi di rovesciamento accidentale di metalli fusi, per contenerne l'espansione. Le coperte in fibre di vetro danno ottimi risultati quando si tratta di soffocare piccoli focolai di incendio, in quanto li isolano completamente dall'aria; devono però essere manovrate con una certa abilità per evitare di insufflare aria sul focolaio, con effetti ovviamente controproducenti.

– *Estintori a schiuma meccanica* (fig.37.13): la schiuma è formata da una soluzione acquosa di saponificanti oppure per idrolisi di sostanze proteiche animali o sintetiche. Il propellente è costituito da un gas (azoto, aria o anidride carbonica) compresso in una bombola. Il volume in schiuma può arrivare a 6÷15 volte il volume della miscela acqua più liquido schiumogeno. Lo spegnimento avviene ancora per separazione meccanica dell'aria dal combustibile, con sottrazione di calore da parte dell'acqua che evapora. Tali estintori sono indicati per incendi di classe A e B, controindicati per le altre classi.

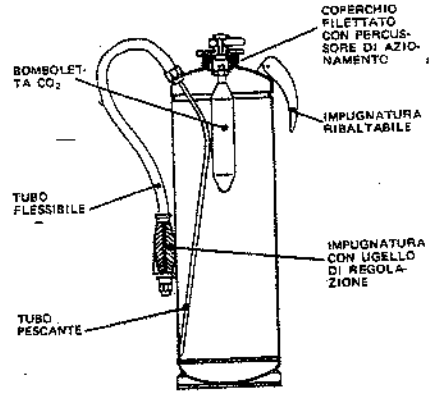


Fig. 37.12 – Estintore idrico portatile.

– *Estintori a polvere chimica* (fig. 37.14): la polvere è costituita da sali finemente suddivisi che un gas propellente consente di scaricare sul fuoco attraverso l'ugello di cui è dotata la bombola. Le polveri utilizzate nella carica di questi estintori hanno composizioni adatte all'estinzione degli incendi delle classi A, B, C, D. Più precisamente, sono disponibili estintori a base di:
  • sali di sodio o di potassio, adatti per le classi di fuoco B e C;
  • fosfato di ammonio, adatti per le classi di fuoco A, B e C;
  • polveri speciali adatte per la classe di fuoco D.

  Poiché le polveri hanno elevate proprietà dielettriche, è possibile usarle anche su apparecchiature ed impianti elettrici. L'impiego è solo sconsigliato nei casi in cui l'imbrattamento dovuto alla polvere erogata può richiedere interventi di ripristino rilevanti (apparati telefonici, apparecchiature elettroniche, macchine fotocopiatrici).

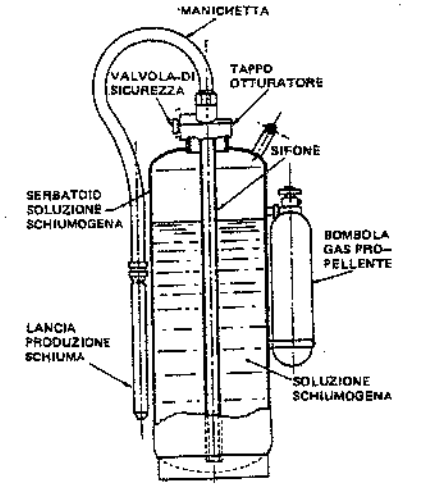


Fig. 37.13 – Estintore a schiuma meccanica.

– *Estintori a CO_2* (fig. 37.15): sono costituiti da bombole contenenti anidride carbonica liquefatta. Alla temperatura di 20°C, la CO_2 ha una tensione di vapore di circa 58 bar e si trova in prossimità del punto critico del suo diagramma di stato. Per temperature maggiori, la pressione cresce molto rapidamente, per cui si rende opportuno evitare – per motivi di sicurezza – un eccessivo riscaldamento delle bombole contenenti CO_2. Per ovviare, almeno in parte, a tale inconveniente, si riduce la carica di CO_2 nelle bombole, limitando così l'aumento di pressione provocato dalla

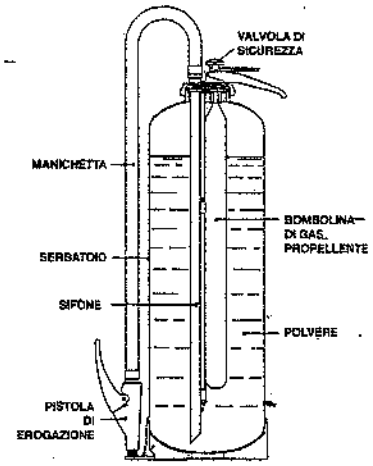


Fig. 37.14 – Estintore a polvere.

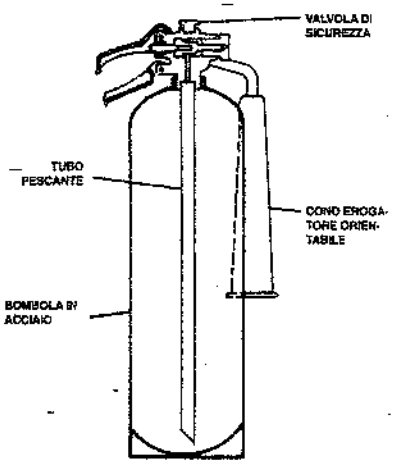


Fig. 37.15 – Estintore a CO_2.

temperatura. Il funzionamento degli estintori in esame è semplice: basta aprire una valvola e dirigere verso la base della fiamma il getto fuoriuscente da un cono che a volte è montato direttamente sulla bombola, a volte su un tubo flessibile intermedio. L'erogazione può essere interrotta e ripresa in qualsiasi momento. L'azione estinguente della CO_2 avviene non solo per soffocamento, ma anche per raffreddamento: infatti, per la forte espansione adiabatica, la CO_2 che fuoriesce si trasforma parzialmente in ghiaccio secco (il che spiega il motivo per cui si parla spesso di estintori a "neve carbonica"). L'estintore di cui ci occupiamo è relativamente costoso, ma non lascia alcun deposito e non corrode: è quindi particolarmente indicato per interventi su macchinari delicati. L'alto potere dielettrico della CO_2 ne rende possibile l'impiego su apparecchiature elettriche sotto tensione. Essa, inoltre, è adatta per incendi di classe B e C. Una riserva su questi estintori proviene dal fatto che il potere estinguente è legato alle condizioni di ventilazione ed è relativamente scarso all'aperto. Inoltre, in certi casi, il brusco raffreddamento prodotto può risultare dannoso.

– *Estintori a idrocarburi alogenati*: utilizzano liquidi alogenati aventi elevata capacità di interrompere la reazione di combustione e soffocare l'incendio. In passato tali estinguenti erano costituiti da idrocarburi completamente alogenati e contenenti anche bromo, denominati *halons*. Poiché però tali sostanze risultano lesive dell'ozono stratosferico e dannose per l'ambiente, sono state messe al bando con legge 28 dicembre 1993, n. 549.

I D.M. 20 dicembre 1982 e 6 marzo 1992 prescrivono che tutti gli estintori siano colorati in rosso ed identificati con un'etichetta su cui sono indicati, in particolare:

- il tipo di estintore, la sua carica e la classe di incendio che è idoneo ad estinguere (fig. 37.16);
- la modalità di utilizzazione;
- i pericoli di natura elettrica ossia se l'estintore può essere utilizzato o meno su apparecchiature sotto tensione elettrica.

Gli estintori sono anche disponibili in versione carrellata, con cariche di estinguente maggiori rispetto agli estintori portatili: infatti, la loro massa totale supera i 20 kg ed il contenuto di estinguente può raggiungere 150 kg.

Gli estintori trasportati su ruote contengono estinguenti a schiuma, a polvere o ad anidride carbonica (v. UNI 9492-89). La gittata minima, ossia la proiezione dell'agente estinguente, deve raggiungere i 2 m nel caso della CO_2, i 6 m per la schiuma e gli 8 m per la polvere.

Infine, come mezzi antincendio mobili, ricordiamo le motopompe carrellate, che accoppiano alla mobilità elevate pressioni di pompaggio (dieci bar e anche più). Un getto di acqua a tali pressioni è nettamente più efficace di quello di un normale idrante funzionante a pochi bar, non tanto per la maggiore gittata, ma per la possibilità di ottenere, con l'uso di opportune lance, un getto altamente frazionato. I vantaggi di un tale getto sono molteplici: consente di ottenere lo "strappamento" della fiamma; presenta una maggiore efficacia di raffreddamento, data l'elevata superficie specifica delle goccioline; provoca un effetto di soffocamento per abbassamento della pressione parziale dei vapori combustibili. Tale getto ha pure discrete capacità dielettriche. Le pompe utilizzate (motopompe) sono a motore ciclo Otto o diesel (il raffreddamento è di solito ad acqua) per grandi portate, a scoppio (benzina) per portate fino a $1 \div 2 m^3/min$ a 8 bar.

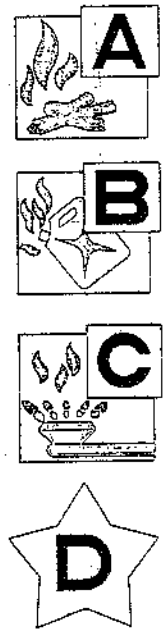


Fig. 37.16 – Pittogrammi rappresentanti le classi di incendio che l'estintore è idoneo ad estinguere.

37.8. IMPIANTI ANTINCENDIO FISSI

Passiamo ora a considerare i mezzi antincendio fissi. Si tratta di mezzi di spegnimento di maggiore potenzialità di quelli dianzi descritti. Vengono di norma installati congiuntamente ai mezzi portatili.

Di seguito, sono illustrati i tipi di impianti fissi più noti.

a) Impianti a idranti

Per ambienti molto piccoli, che non abbisognino di grandi quantitativi di acqua industriale e nei quali i pericoli di incendio siano limitati, si può realizzare una sola rete dell'acqua (quella potabile), che provvede anche alle esigenze industriali e antincendio. La fig. 37.17 si riferisce appunto ad una piccola officina nella quale la condotta dell'acqua potabile (alimentata da un pozzo trivellato) serve anche per limitate utenze industriali e per l'eventuale alimentazione dei due idranti antincendio installati all'interno.

In genere, però, è consigliabile costruire reti dell'acqua separate secondo i diversi impieghi (potabile, industriale, antincendio). Infatti, se è vero che l'impianto di una rete di acqua antincendio rappresenta una spesa non indifferente, non c'è dubbio che tale spesa può risultare ampiamente giustificata in caso di incendio.

Esaminiamo allora le caratteristiche essenziali di un impianto antincendio ad acqua del tipo a idranti.

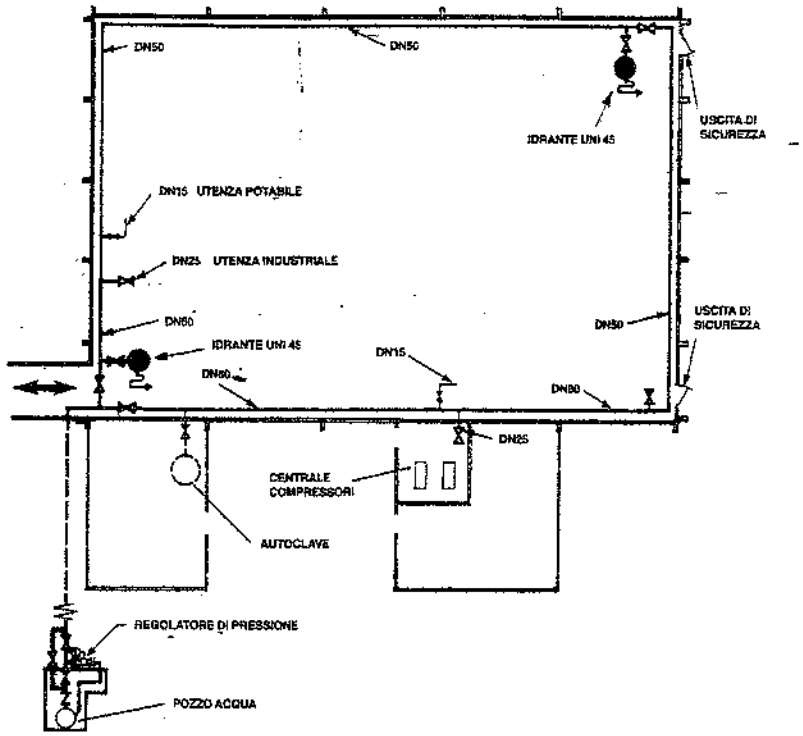


Fig. 37.17 – Rete unica per la distribuzione dell'acqua alle utenze industriali, potabili e antincendio, realizzata con tubi di acciaio zincato.

L'acqua di alimentazione dell'impianto può provenire da pozzi, vasche, serbatoi, canali, fiumi, acquedotti.

Se l'acqua è prelevata da un pozzo o da una vasca, la pompa destinata ad alimentare la rete antincendio sarà dotata di allacciamento elettrico preferenziale (16) oppure sarà allacciata ad un gruppo elettrogeno o ancora sarà azionata da un motore a combustione interna (motopompa): la soluzione migliore è però quella di prevedere sia l'allacciamento elettrico preferenziale, sia il gruppo elettrogeno e/o la motopompa.

Se la fonte di alimentazione è un acquedotto, occorre essere certi che questo sia in grado di assicurare la pressione minima richiesta, in qualunque ora della giornata (è comunque consigliabile prevedere una riserva d'acqua per uso antincendio). L'allacciamento è privo di contatore (fig. 34.1), ma le saracinesche dei singoli idranti sono piombate e si devono aprire solo in caso di incendio. Se la pressione dell'acquedotto è minore di quella richiesta, occorre installare pompe di surpressione, dotate di by-pass con valvola di non-ritorno.

(16) Linea di alimentazione indipendente da quella generale dello stabilimento.

La soluzione più sicura è certamente quella di un serbatoio sopraelevato (fig. 35.2) atto ad assicurare, alla pressione minima prestabilita, una adeguata riserva di acqua cui attingere in caso di incendio (17): il serbatoio alimenta l'anello esterno allo stabilimento e l'eventuale rete interna. La fig. 37.18 fornisce lo schema di un impianto a idranti, costituito da un anello esterno e da una rete interna alimentati dal serbatoio aereo.

Quando non è previsto il serbatoio sopraelevato, la condotta proveniente dal pozzo o dalla vasca di accumulo alimenta di solito sia la rete industriale sia quella antincendio (figg. 37.19 e 37.20). In apposita camera interrata, un gruppo di saracinesche e di derivazioni collega il condotto principale con la rete dell'acqua industriale, l'anello antincendio esterno al fabbricato e la rete antincendio interna allo stabilimento. Data la relativa insicurezza derivante dal fatto che non esiste

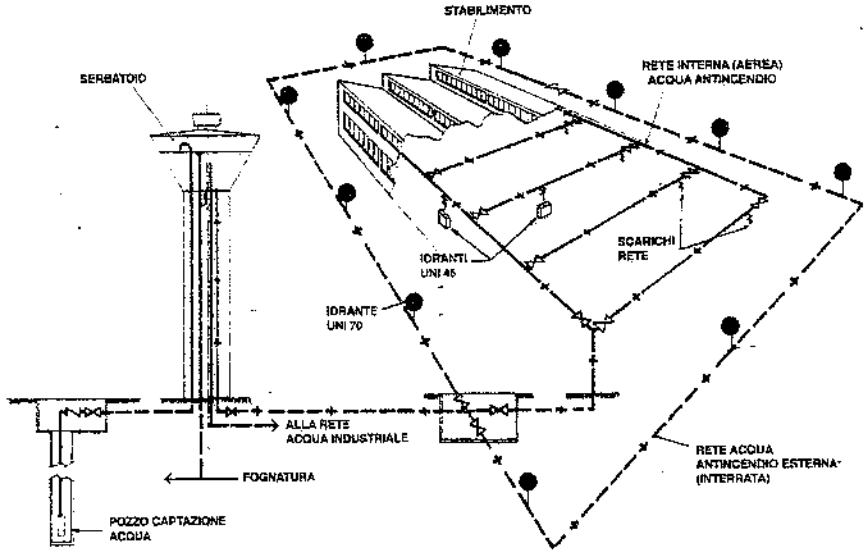


Fig. 37.18 – Schema delle reti dell'acqua antincendio interna ed esterna alimentate da un serbatoio sopraelevato.

il serbatoio aereo, se nelle vicinanze vi è un acquedotto pubblico, conviene prevedere un allacciamento di emergenza allo stesso. In ogni caso, la rete antincendio deve essere dotata di uno o più attacchi unificati per le autopompe di cui sono dotati gli automezzi dei vigili del fuoco, nonché le squadre antincendio di stabilimento.

L'anello esterno della rete antincendio è costituito da una tubazione interrata

(17) Sovente si determina l'entità della riserva d'acqua per uso antincendio in base alla seguente regola pratica: assicurare per 1 ÷ 2 ore l'alimentazione al sistema previsto per l'intervento sul massimo rischio calcolato.

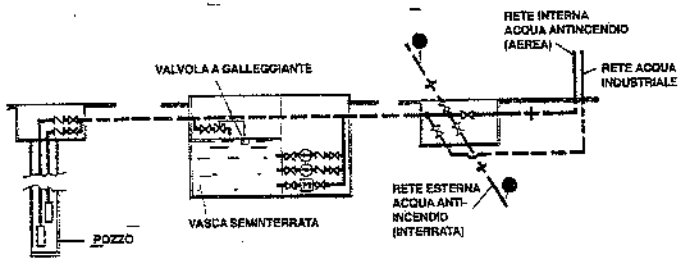


Fig. 37.19 – Schema delle reti dell'acqua antincendio e industriale alimentate da una vasca seminterrata.

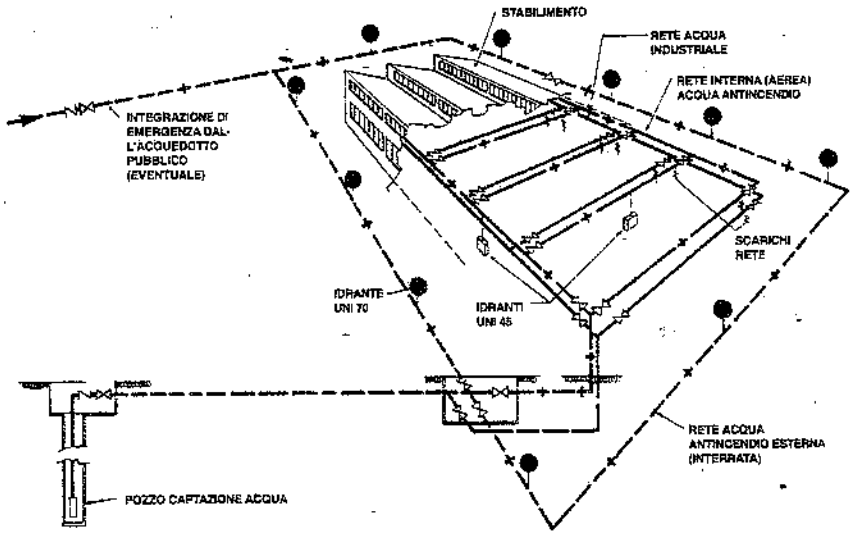


Fig. 37.20 – Schema delle reti dell'acqua antincendio e industriale alimentate da un pozzo.

posta ad una distanza di 5÷15 m dal fabbricato. A tale tubazione vengono allacciati di norma *idranti* dotati di uno o due attacchi DN 70, del tipo sottosuolo, cioè installati in pozzetti sotto il piano campagna (fig. 37.21), oppure soprasuolo a colonna (fig. 37.22), entrambi denominati UNI 70 (18). Tali idranti sono distanziati in relazione al grado di protezione richiesto ed al raggio di azione utile degli stessi; raggio d'azione che dipende dalla lunghezza del tubo flessibile (normalmente 20 o 25 m), dalla pressione dell'acqua e dal diametro del bocchello della lancia (tabelle 37.IV e 37.V).

(18) La dicitura UNI 70, come le altre di cui si dirà fra poco, contrassegna il diametro nominale degli attacchi per le tubazioni flessibili a cui sono collegate le lance antincendio. La unificazione è riportata nella tabella UNI 810-75 "Attacchi a vite delle apparecchiature per estinzione incendi" (tubazioni flessibili, imboccature pompe, prese autobotti, ecc.). Le caratteristiche dimensionali degli idranti e delle tubazioni flessibili sono indicate nelle norme UNI 9485, 9486, 9487.

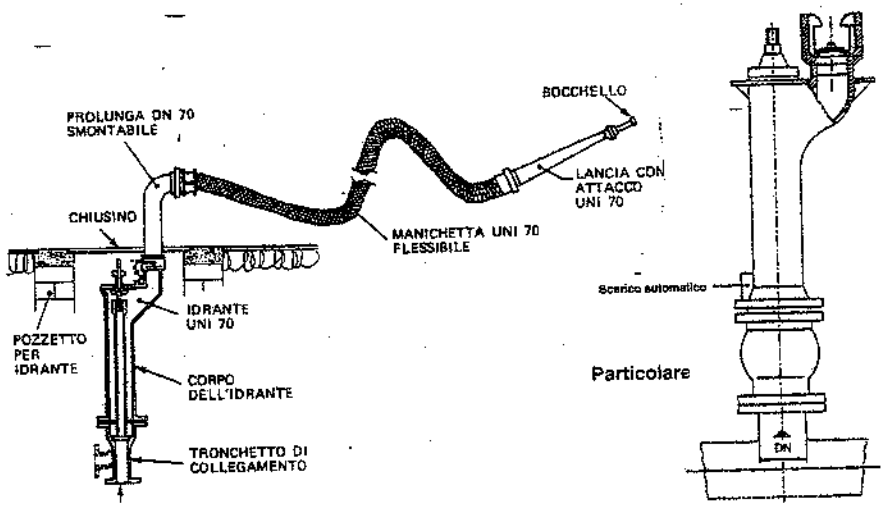


Fig. 37.21 – Idrante UNI 70 del tipo sottosuolo.

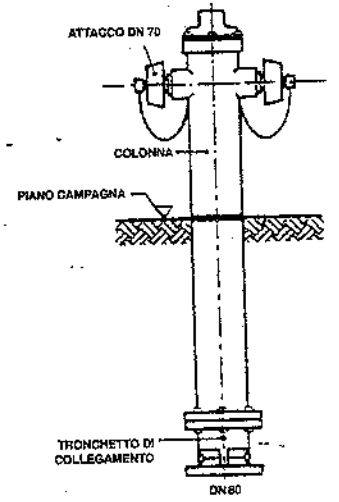


Fig. 37.22 – Idrante a colonna soprasuolo UNI 70 con due attacchi per le tubazioni flessibili DN 70.

In pratica, gli idranti UNI 70 non dovrebbero essere distanziati fra loro più di 50÷80 m. È consigliabile inoltre prevedere un idrante in corrispondenza di ogni ingresso nel fabbricato, in modo che risulti agevole accedere con le tubazioni flessibili.

Fra ogni idrante e la condotta di alimentazione è installata una valvola di tenuta, al fine di poter eseguire eventuali riparazioni sul singolo idrante senza dover vuotare l'intera rete.

Come si è detto, la fig. 37.21 rappresenta un idrante UNI 70 del tipo sottosuolo: sul tronchetto di collegamento è installato il corpo dell'idrante, dotato di una colonnina (smontabile) per l'attacco del tubo flessibile e della lancia. L'idrante è allogato in una cameretta munita, sul fondo, di pozzetto perdente e protetta da un chiusino metallico a livello del terreno. Proprio perché "interrati" e quindi soggetti ad essere bloccati da mezzi mobili o da merci, gli idranti sottosuolo sono meno utilizzati degli idranti soprasuolo a colonna (fig. 37.22).

Sovente, nei punti più pericolosi o strategici, si installano idranti caratterizzati da 2 o 3 attacchi DN 70 e uno DN 100 (v. norma UNI 9485-89).

La distinzione fra i tipi di idranti disponibili sul mercato è basata sul diametro dell'attacco alla tubazione dell'acqua antincendio e sul numero e diametro degli attacchi unificati, come risulta dalla tabella collegata alla fig. 37.23. Questa figura riguarda un idrante soprasuolo con diametro di attacco DN 100, due bocche di usci-

Tabella 37.IV – Lunghezza del getto (in m) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

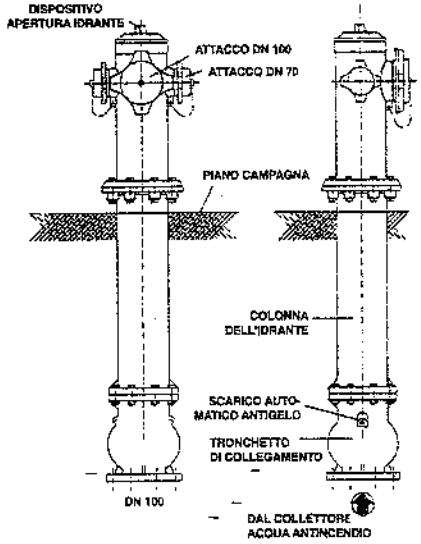
bar *	Diametro dei bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
3	22	23	24	26	27	28
4	24	25	26	28	29	31
5	26	27	28	30	32	34
6	28	29	30	32	34	37
7	30	32	33	35	37	40
8	31	33	34	38	40	43
9	30	34	35	40	42	45
10	30	34	36	41	43	47
11	29	33	35	42	44	48
12	28	33	35	42	45	49

* Pressione al bocchello delle lance.

Tabella 37.V – Altezza del getto (in m) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

bar *	Diametro dei bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
3	16	17	18	19	20	21
4	18	19	20	21	22	23
5	19	20	21	22	24	26
6	21	22	23	24	26	28
7	22	23	24	26	28	30
8	23	24	25	28	30	32
9	22	25	26	30	31	34
10	22	25	27	30	32	35
11	21	24	26	31	33	36
12	21	24	26	31	34	37

* Pressione al bocchello delle lance.



Flangia di attacco *DN*	Numero di bocche		Posizioni bocche
	DN 70	DN 100	
80	2	–	A_1 A_1
100	2	1	A_1 A_1 A_2
150	2	1	A_1 A_1 A_2
	3	1	A_1 A_1 A_1 A_2

Fig. 37.23 – Idrante a colonna soprasuolo UNI 100 (2/70 – 1/100). Classificazione degli idranti soprasuolo secondo la norma UNI 9485.

ta DN 70 in posizioni simmetriche e una bocca DN 100. A tale idrante è possibile attaccare due manichette DN 70 oppure la tubazione flessibile DN 100 montata sugli automezzi dei vigili del fuoco (19) o collegata alla motopompa carrellata normalmente in dotazione della squadra antincendio dello stabilimento.

Gli idranti previsti all'interno del fabbricato sono in genere del tipo UNI 45 a cassetta con manichetta e lancia. L'allacciamento alla rete è effettuato mediante derivazione con tubo e valvola di intercettazione di diametro non inferiore a 50 mm. La sistemazione dell'idrante è quella schematizzata sulla fig. 37.24: la cassetta, contenente la manichetta e la lancia, viene murata oppure fissata su colonne o pareti, in posizione ben visibile e non ingombrante. Anche per questi idranti la distanza reciproca va scelta in relazione alla lunghezza del tubo flessibile, alla pressione dell'acqua ed al diametro del bocchello della lancia: in ogni caso, non superiore a 30÷40 m con tubi flessibili aventi la lunghezza corrente di 15 o 20 m. È consigliabile, per ovvi motivi, installare gli idranti nelle immediate vicinanze degli accessi ai locali di lavoro.

Quando il pericolo di incendio non è molto elevato – ad esempio, in locali con

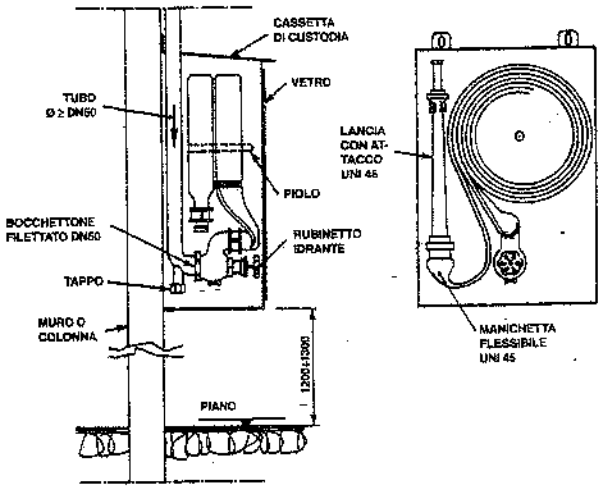


Fig. 37.24 – Idrante UNI 45, a muro o a colonna.

UR carico d'incendio specifico non superiore a 50 kg/m² – in luogo degli idranti UNI 45 si possono installare i *naspi* (fig. 37.25): questi consistono in una tubazione semirigida, lunga 15–20 m, avvolta su una bobina rotante; la tubazione è collegata, ad una estremità, con la rete antincendio, mentre all'altra estremità è dotata di una lancia – munita di valvola regolatrice e di chiusura del getto d'acqua (v. UNI 9488-89).

I naspi presentano, rispetto agli idranti UNI 45, i seguenti vantaggi: possono erogare acqua senza che si debba svolgere tutta la tubazione dalla bobina; il getto può essere intercettato dall'operatore mediante la valvola installata a monte della lancia. Per contro, la portata erogata e la gittata – a parità di pressione dell'acqua – sono

(19) I mezzi dei vigili del fuoco sono dotati di pompe che alimentano l'acqua aspirata a più manichette UNI 70.

minori, essendo il diametro interno della tubazione di 19 o 20 mm (25 mm come massimo).

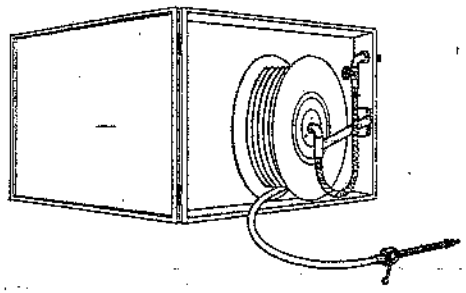


Fig. 37.25 – Naspo antincendio.

Per la progettazione delle reti, i dati di partenza sono ovviamente quelli della portata delle lance antincendio e delle pressioni dell'acqua richieste per assicurare le migliori prestazioni degli idranti. Apposite tabelle (tab. 37.VI) forniscono i valori delle portate teoriche delle lance in funzione della pressione dell'acqua e del diametro dei bocchelli. In genere, si impone una pressione dell'acqua non inferiore a circa 2 bar all'idrante più lontano. La contemporaneità di funzionamento degli idranti è stabilita di volta in volta: in pratica, la portata minima da considerare non scende mai sotto i 600 l/min alla pressione minima di 3 bar, il che corrisponde a 4 lance UNI 45 funzionanti contemporaneamente; negli stabilimenti industriali aventi classi di rischio medio o grave si può considerare il funzionamento contemporaneo rispettivamente di 4 o di 6 lance UNI 70 senza contemporaneità con gli idranti interni. In tutti i casi, la riserva di acqua antincendio dovrebbe assicurare l'alimentazione degli idranti in funzione per almeno 2 ore. Come già detto, la velocità dell'acqua nelle tubazioni si assume pari a 2÷3 m/s.

Tabella 37.VI – Portata (in litri al minuto) di bocchelli per lance idriche in funzione del diametro e della pressione.

bar *	Diametro del bocchelli (mm)					
	UNI 45			UNI 70		
	10	12	14	16	18	20
1	66	95	129	169	214	266
2	93	134	183	239	302	373
3	114	165	224	293	370	457
4	132	190	259	338	428	528
5	148	212	289	378	478	590
6	162	233	317	414	524	647
7	175	251	342	447	566	698
8	187	269	366	478	605	747
9	198	285	388	507	641	972
10	209	300	409	534	676	835
11	219	315	429	560	709	875
12	229	329	448	585	741	914

* Pressione al bocchello delle lance.

Noti tali elementi, si può risalire al diametro dei tubi e quindi, tenendo conto delle perdite di carico, alla pressione da assegnare all'acqua a monte delle reti: in tale modo, si perviene ad individuare l'altezza minima dell'eventuale serbatoio aereo o le caratteristiche delle pompe.

L'impiego dell'acqua come mezzo di spegnimento ha trovato un'applicazione ancora più estesa con l'avvento della tecnica dell'acqua frazionata, su cui si basano gli impianti di seguito descritti. Questi, infatti, realizzano una suddivisione dell'acqua più o meno spinta, a seconda del tipo di ugello adottato, per cui risultano esaltati gli effetti di raffreddamento e di soffocamento (l'aumento di superficie attiva l'assorbimento di calore, mentre la rapida trasformazione delle particelle di acqua in vapore determina una vera e propria azione di soffocamento). Quindi, all'elevato valore di vaporizzazione dell'acqua (1 kg di acqua assorbe, trasformandosi in vapore a 100°C e alla pressione di 1 bar, circa 540 kcal ovvero 2260 J), si aggiunge l'azione di soffocamento del vapore generato, dovuto al fatto che questo occupa un volume circa 1700 volte più grande di quello della fase liquida.

b) Impianti a pioggia

Tale tipo di installazione, noto anche come *impianto a sprinkler*, è caratterizzato dall'impiego di ugelli erogatori o "teste" (sprinkler) tenuti chiusi da una piastrina di lega metallica fusibile a una temperatura prefissata oppure da un bulbo o ampolla di quarzo contenente un liquido con elevata tensione di vapore, il quale, a temperatura prestabilita, provoca la rottura dell'ampolla (fig. 37.26).

I tipi fondamentali di impianti sono:

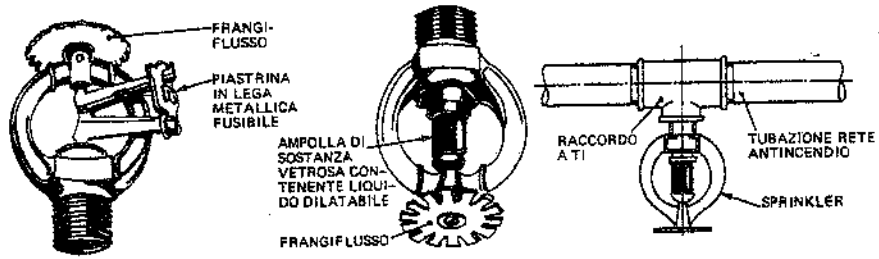


Fig. 37.26 – Ugelli erogatori del tipo sprinkler e modalità di installazione sulle tubazioni della rete antincendio.

– "a umido", cioè con tubi sempre pieni di acqua in pressione;
– "a secco", cioè con tubi contenenti aria compressa;
– "a preazione", che rappresenta un connubio fra i due tipi precedenti.

La fig. 37.27 illustra due impianti antincendio a sprinkler, uno a umido e l'altro a secco. Sulla fig. 37.28, inoltre, è riportato lo schema del gruppo di comando dei diversi settori in cui si suole suddividere un impianto sprinkler.

L'impianto a umido è il più comune, specie in locali non soggetti al gelo. Quando la temperatura ambiente raggiunge il valore prefissato, una o più teste si aprono, l'acqua della rete sulla quale esse sono montate inonda l'area sottostante spargendosi – grazie a un apposito frangiflusso o diffusore – secondo un profilo all'incirca conico o "a ombrello". Ogni sprinkler può proteggere una zona di 7÷12 m² (20).

Nell'impianto a secco, le tubazioni sono tenute sotto una pressione d'aria costante. L'apertura degli sprinkler avviene per il calore sviluppato dall'incendio (sprinkler

(20) In base alle Norme del Concordato Italiano Incendi ed alla UNI 9489-90 deve esserci almeno una testa ogni 9 m² di area di pavimento. Nel caso di costruzioni incombustibili, le teste non devono essere più distanti di 3,70 m l'una dall'altra, di 1,80 m dai muri e di 0,60 m dai pilastri e dalle travi. Al disotto del livello dei diffusori delle teste deve essere mantenuto uno spazio libero di almeno 0,50 m; nei magazzini tale spazio deve essere portato a 1 m. I diffusori vengono collocati da 75 a 150 mm sotto l'intradosso di soffitti o coperture; se il soffitto è a volta, tale distanza è riferita al livello della chiave di volta; se è inclinato, la distanza è misurata in proiezione orizzontale ed i diffusori delle teste sono disposti paralleli al soffitto. Le stesse Norme forniscono dettagliate prescrizioni tecniche per gli impianti automatici a pioggia in relazione a specifiche classi di rischio; in particolare le densità minime di scarica degli estintori (in litri/m²·min).

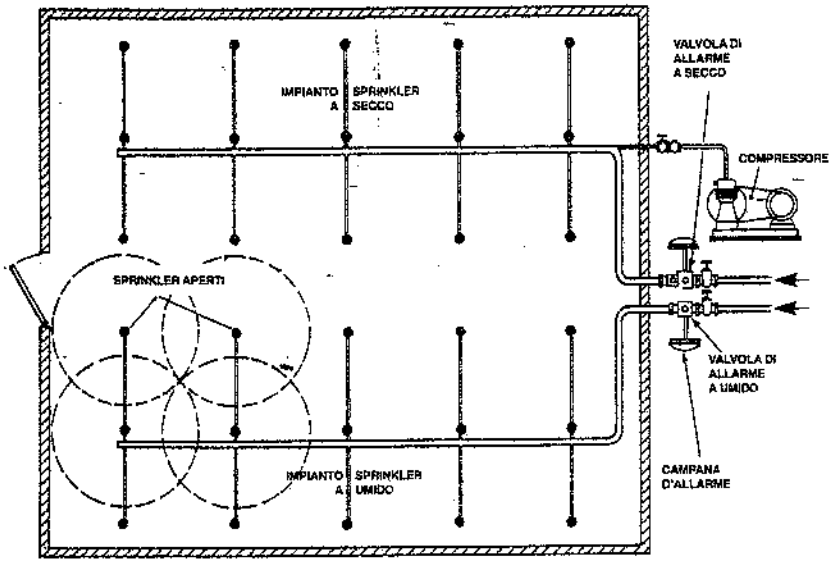


Fig. 37.27 – Schemi di impianti antincendio a sprinkler del tipo a secco e a umido (ovviamente nello stesso locale si installa un solo tipo di impianto).

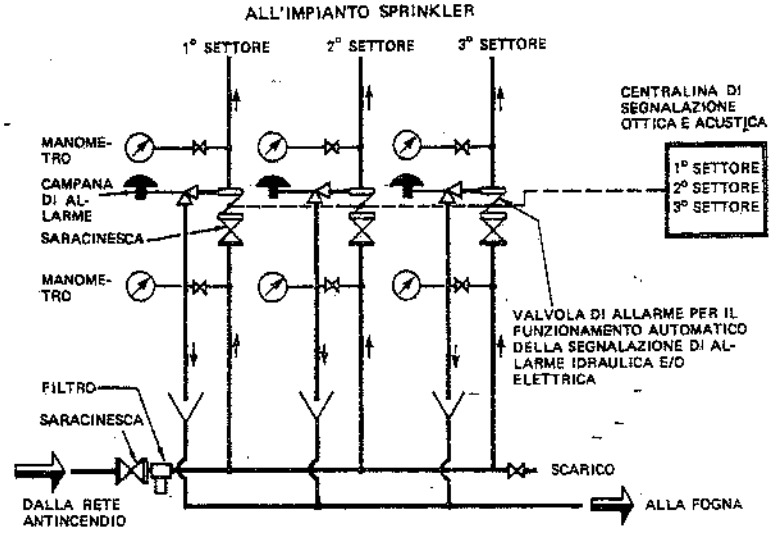


Fig. 37.28 – Schema di un impianto di comando, controllo e allarme (con quadro per la localizzazione della zona di intervento) di sprinkler a umido.

termostatici) oppure per una rapida sopraelevazione della temperatura (sprinkler termodinamici). Quando una o più teste si aprono, l'aria fuoriesce dalla rete e la valvola di controllo installata a monte, non più tenuta chiusa dalla pressione dell'aria, si apre, lasciando via libera all'acqua. Il vantaggio di avere le tubazioni vuote d'acqua si paga con un ritardo nell'azione di spegnimento rispetto al caso dell'impianto a umido. Per sopperire a tale ritardo si può ricorrere, qualora sia ritenuto necessario, al più costoso impianto a preazione. Quest'ultimo è sostanzialmente costituito da un impianto a secco, ma senza aria in pressione, associato ad un sistema di rilevazione di fumo. I rivelatori di fumo, normalmente molto più sensibili delle testine a fusibile, una volta attivati comandano l'apertura della valvola di controllo dell'impianto sprinkler. A questo punto le tubazioni si riempiono d'acqua che, tuttavia, non uscirà fino alla avvenuta fusione delle testine sprinkler, come in un normale impianto a umido.

L'impianto a preazione viene anche installato in locali dove la rottura accidentale di una testina può provocare danni notevoli, quali laboratori e centri di calcolo.

La fig. 37.29 fornisce il consumo approssimativo di uno sprinkler, avente un diametro del foro di uscita di 12,7 mm, in funzione della pressione dell'acqua in rete: questa non dovrebbe scendere sotto 1 bar.

Di solito, il deflusso dell'acqua nelle tubazioni aziona un allarme che segnala l'entrata in funzione dell'impianto. Il dimensionamento delle tubazioni non presenta difficoltà, una volta che siano noti il numero massimo di sprinkler da alimentare contemporaneamente, il tipo di questi e la pressione in rete. Anche per gli impianti a sprinkler, come velocità dell'acqua nei condotti si assumono di solito valori compresi fra 2 e 3 m/s.

Gli sprinkler trovano applicazione fin dal secolo scorso: molti li giudicano favorevolmente sottolineando la potenza di intervento, la corrispondenza fra area incendiata e area irrorata, la sicurezza dell'allarme (normalmente di tipo idraulico e quindi svincolato da apparecchiature elettriche), il limitato costo di manutenzione. In effetti, il più valido motivo della scelta di tali impianti deriva dagli sconti accordati dalle compagnie assicuratrici a chi li adotta, sconti che possono arrivare fino al 40-50% del premio di assicurazione se il contraente si attiene scrupolosamente, nell'attuazione dell'impianto, alle norme stabilite dalle compagnie stesse.

D'altra parte, prove sperimentali e l'esame delle conseguenze di incendi avvenuti in locali protetti da tali impianti, hanno portato alcuni tecnici ad esprimere qualche dubbio sulla loro efficacia.

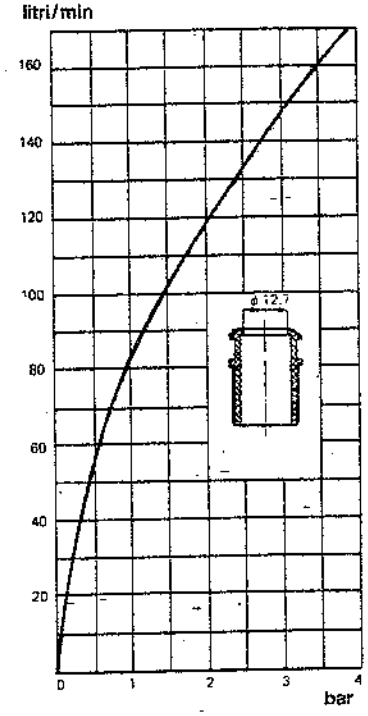


Fig. 37.29 – Portata d'acqua di uno sprinkler avente un diametro interno di 12,7 mm (DN 10) in funzione della pressione.

Infatti, si è constatato che quando l'elemento sensibile raggiunge la temperatura prefissata, la temperatura dell'aria circostante può essere già molto superiore: ciò è dovuto a particolari condizioni di ventilazione dell'ambiente, in conseguenza delle quali lo sprinkler raggiunge la temperatura di intervento quando l'incendio è ormai in avanzato sviluppo. Inoltre, si possono aprire, quasi contemporaneamente, non uno, ma più sprinkler, e non tutti nell'area strettamente interessata.

Un'altra obiezione che viene mossa agli sprinkler è di essere ad apertura "solo" automatica, per cui è già accaduto che il personale accorso rimanga impotente, mentre l'incendio si sviluppa, in attesa che l'impianto entri in funzione.

Infine, essendo notevole la quantità d'acqua rovesciata su un incendio da un impianto sprinkler, si possono avere allagamenti e danni anche dove l'incendio non è arrivato.

Per contro, gli impianti a sprinkler presentano i seguenti vantaggi: semplicità di installazione, sicurezza di funzionamento, capacità di circoscrivere il sinistro in una zona delimitata e di abbassare notevolmente la temperatura nell'area incendiata con conseguente protezione delle strutture del fabbricato.

c) Impianti a nebulizzatori o a diluvio

Tali impianti consistono in una rete di tubazioni portanti speciali ugelli erogatori (fig. 37.30), sempre aperti, che hanno il compito di suddividere l'acqua in piccolissime gocce e di distribuirla uniformemente in un getto a forma approssimativamente conica o "a ombrello" (fig. 37.31).

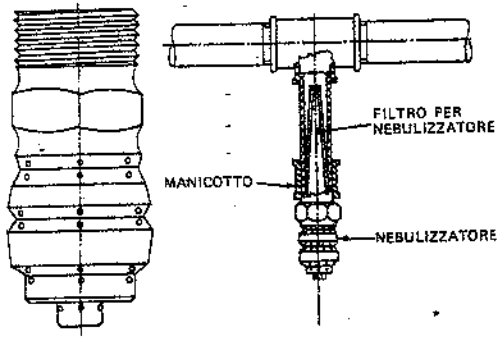


Fig. 37.30 – Ugello erogatore del tipo nebulizzatore e modalità di installazione sulle tubazioni della rete antincendio.

Gli impianti a nebulizzatori sono del tipo a secco: perciò, a impianto non funzionante, la rete di distribuzione è vuota d'acqua; l'alimentazione del liquido avviene solo a seguito dell'apertura di una valvola a comando automatico (attraverso appositi rivelatori) o manuale (fig. 37.32). Anche qui l'apertura della valvola provoca l'entrata in funzione di un allarme, quasi sempre di tipo idraulico.

A differenza degli impianti a sprinkler, l'acqua esce contemporaneamente da tutti gli erogatori controllati dalla valvola azionata. A questo scopo, l'area da proteggere è di norma suddivisa in più zone, in modo da limitare l'erogazione dell'acqua ai settori che la richiedono.

Sono disponibili nebulizzatori di varie forme, a seconda delle necessità, caratterizzati da portate, pressioni e suddivisioni dell'acqua diverse. In generale, comunque, si può dire che la superficie protetta da un nebulizzatore è all'incirca uguale a quella protetta da uno sprinkler.

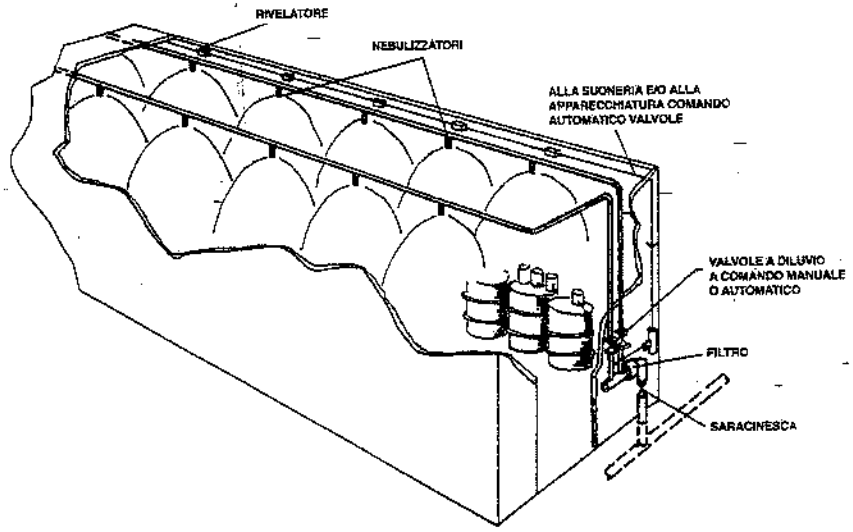


Fig. 37.31 – Schema di un impianto antincendio a nebulizzatori suddiviso in due settori, ad intervento manuale e/o automatico.

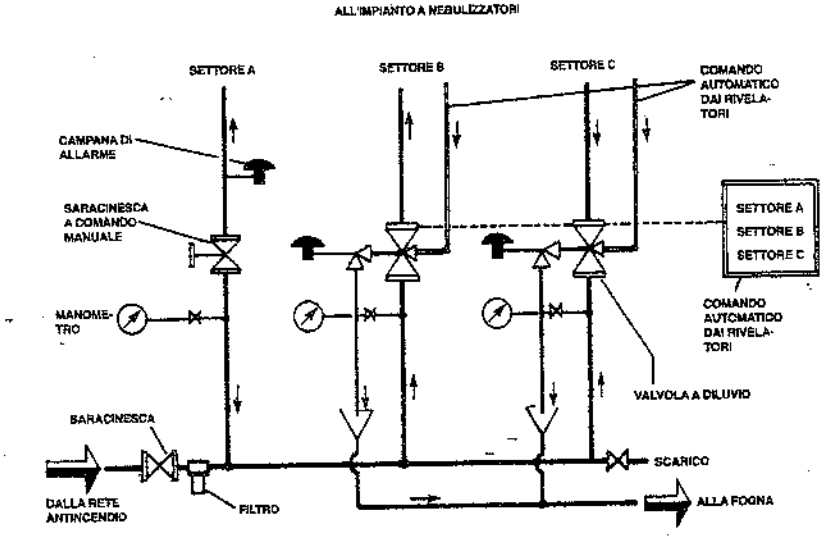


Fig. 37.32 – Schema di un impianto di comando, controllo e allarme, manuale ed automatico, di una rete a diluvio.

Il consumo può variare da 20 a 120 l/min, a seconda del diametro (21), della casa costruttrice e della pressione dell'acqua in rete (fig. 37.33).

Per ogni tipo di nebulizzatore (caratterizzato da forma, grandezza e stato dei fori), la finezza della suddivisione dell'acqua (22) aumenta con la pressione in rete; pressione che non dovrebbe scendere sotto i 3÷4 bar.

Inoltre, per ogni tipo di ugello si può costruire la "rosa" del getto erogato: tale curva peraltro è solo indicativa perché:
- il getto non è mai nettamente delimitato;
- usura, tolleranza di lavorazione, intasamenti, condizioni di impiego hanno un'influenza non trascurabile sull'angolo del cono liquido;
- la sua forma è influenzata dalle correnti d'aria provocate dal getto stesso o dall'incendio.

La fig. 37.34 riporta il diametro del getto di un ugello nebulizzatore con foro DN 25. In base a diagrammi del genere è possibile stabilire la distanza fra i nebulizzatori (23), facendo in modo che sia assicurata la sovrapposizione dei getti di nebulizzatori vicini.

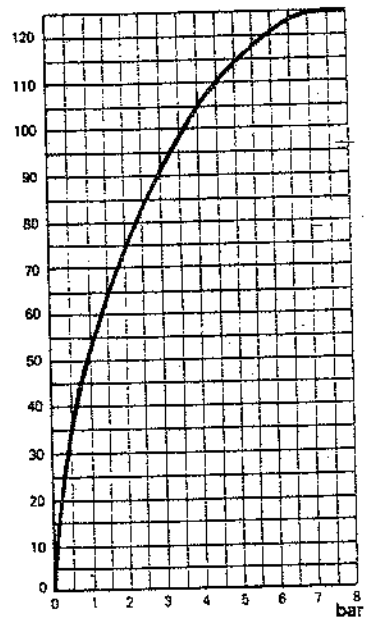


Fig. 37.33 – Portata d'acqua di un nebulizzatore di diametro DN 25 in funzione della pressione.

(21) I nebulizzatori più frequentemente adottati in pratica hanno diametri DN 25, DN 20, DN 15, DN 10 (per inciso, si precisa che sovente tali diametri – come i corrispondenti degli sprinkler – sono ancora indicati in pollici, ossia 1", 3/4", 1/2", 3/8" rispettivamente).

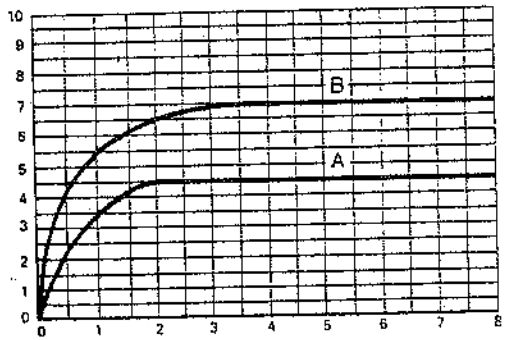
(22) I parametri che caratterizzano la finezza della suddivisione dell'acqua sono i seguenti:
- il diametro massimo delle gocce;
- il diametro medio delle gocce (media aritmetica dei diametri di tutte le gocce presenti nel getto): $d_m = \Sigma d_i \cdot n_i / \Sigma n_i$;
- il diametro di Sauter (o diametro caratteristico), ossia il diametro di gocce aventi uguale rapporto tra volume e superficie:

$$d_c = \frac{\sum d_i^3 \cdot n_i}{\sum d_i^2 \cdot n_i}$$

Quest'ultimo diametro, il più adatto per il calcolo dei volumi e delle superfici delle gocce, è circa due volte maggiore del diametro medio.

In ogni caso, il tipo di ugello più adatto deve essere scelto considerando, fra l'altro:
- — l'impiego cui lo stesso è destinato;
- — la portata d'acqua unitaria;
- — la pressione a monte dell'ugello.

(23) Come la fig. 37.34 consente di rilevare, la distanza fra i nebulizzatori è funzione anche dell'altezza cui può essere installata la rete di alimentazione dell'acqua: in altre parole, la "rosa" di acqua nebulizzata si allarga allontanandosi dall'ugello; però, a partire da un certo valore in poi (mediamente 2 m), il diametro del cono d'acqua nebulizzata rimane praticamente costante. Conviene quindi installare i nebulizzatori ad un'altezza (rispetto alle parti da proteggere) non inferiore a 2 m.



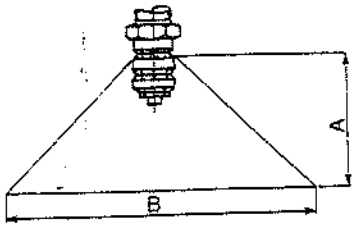


Fig. 37.34 – Caratteristiche del getto di un nebulizzatore con foro di alimentazione dell'ugello DN 25.

Stabilito il tipo ed il numero di nebulizzatori occorrenti, si può calcolare il diametro delle tubazioni e definire l'intero impianto adottando velocità dell'acqua di 2÷3 m/s.

Come già per gli sprinkler, anche l'installazione degli ugelli frazionatori deve avvenire ricercando la posizione e l'orientamento che meglio rispondono alle esigenze specifiche. Tali ugelli, inoltre, sono normalmente installati in corrispondenza di impianti ad alto rischio (quali reattori chimici, serbatoi di liquidi infiammabili, banchi prova motori), in quanto permettono di:
- raffreddare rapidamente tutta la zona protetta;
- irrorare parti non ancora lambite dalle fiamme, prevenendone la propagazione;
- diluire con l'acqua, finemente suddivisa, pericolose masse di gas combustibili che possono accumularsi in zone non ancora raggiunte dall'incendio;
- raffreddare strutture metalliche il cui cedimento potrebbe avere conseguenze disastrose.

d) Impianti a CO_2 ad alta pressione

Consistono in una batteria di bombole contenenti CO_2 allo stato liquido e collegate, mediante una rete di tubazioni e valvole di intercettazione, agli ugelli che erogano CO_2 sotto forma di gas. Il principio di funzionamento è alquanto diverso dagli estintori portatili a CO_2: qui l'impianto agisce prevalentemente per soffocamento, in quanto l'erogazione avviene attraverso speciali ugelli; si rinuncia cioè, almeno in parte, all'effetto di raffreddamento e a quello di "strappamento" della fiamma.

L'impianto si può prefiggere scopi diversi: la saturazione totale del locale, la saturazione localizzata, una scarica lenta. Perché l'azione di soffocamento risulti efficace è necessario che l'ambiente sia completamente chiuso, quindi tutte le aperture debbono potersi chiudere automaticamente, per esempio tramite apparecchiature pneumatiche comandate dal deflusso della CO_2.

L'intervento della CO_2 deve essere segnalato con assoluta sicurezza per permette-

re al personale di allontanarsi dall'ambiente. È opportuno quindi che la campana di allarme sia azionata dalla stessa CO_2 (24).

Le bombole sono spesso agganciate ad una rastrelliera montata su un impianto di pesatura automatica che consente di conoscere sempre la quantità di CO_2 disponibile e di rilevare eventuali perdite.

Lo schema di fig. 37.35 illustra un impianto del genere.

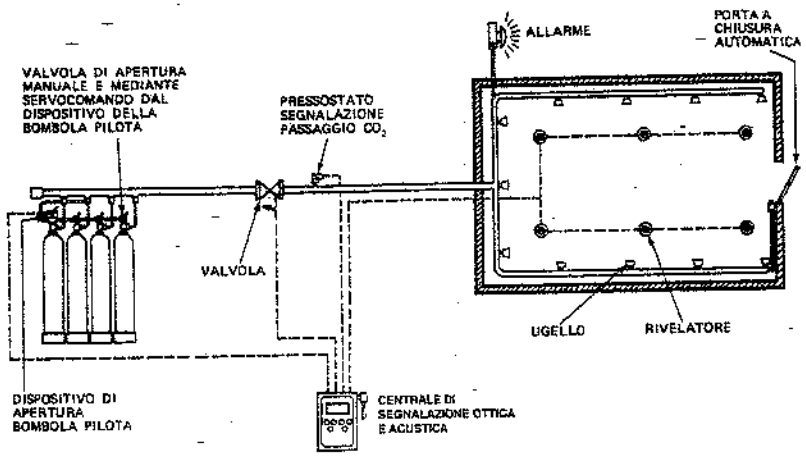


Fig. 37.35 – Schema di un impianto antincendio a CO_2 ad alta pressione.

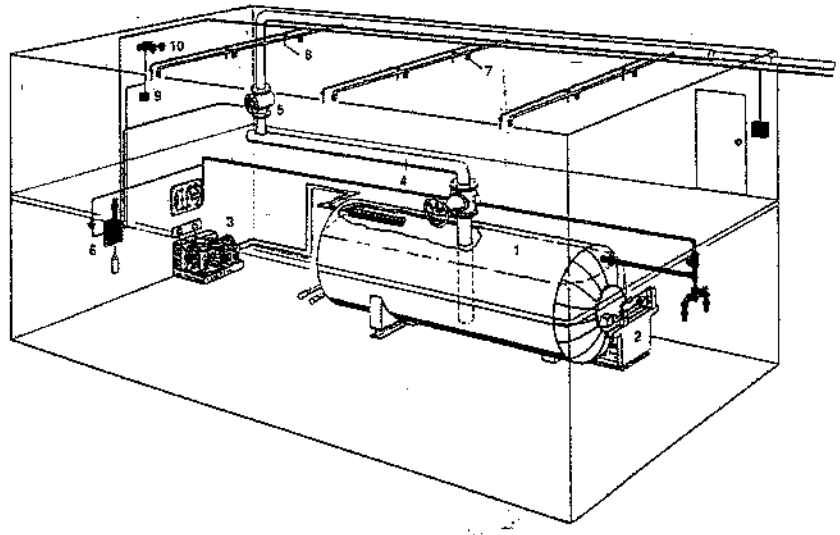
e) Impianti a CO_2 a bassa pressione

La principale differenza rispetto agli impianti ad alta pressione riguarda l'immagazzinamento della CO_2: non si usano bombole a temperatura ambiente, ma un unico recipiente refrigerato alla pressione di 20 bar e alla temperatura di –18°C montato su una bilancia a stadera (fig. 37.36). Il serbatoio è coibentato e provvisto di: valvola di sicurezza, manometri a contatti elettrici per il funzionamento automatico del gruppo refrigerante, attacco per il riempimento.

Altre differenze tra gli impianti di CO_2 ad alta e bassa pressione sono le seguenti: il sistema a bassa pressione è più complesso, ma consente interventi multipli (più impianti indipendenti) e prolungati; il sistema ad alta pressione è più adatto per la protezione di locali piccoli e macchinari delicati.

Il costo degli impianti a CO_2 è relativamente alto, per cui l'applicazione è riservata ai casi di forte pericolo, nei quali è necessario un agente estinguente che non provochi danni. L'impiego della CO_2 risulta particolarmente adatto per la protezione di apparecchiature elettriche ed elettroniche, depositi e reparti di lavorazione vernici,

(24) Com'è ovvio, l'impiego della CO_2 comporta l'evacuazione immediata del personale eventualmente presente nel locale in cui si verifichi l'insorgenza di un incendio oppure una scarica accidentale del gas.



1. Serbatoio CO_2 a bassa pressione – 2. Bilancia per controllo peso – 3. Gruppo frigorifero – 4. Tubazione mandata CO_2 in fase liquida – 5. Valvola automatica smistamento CO_2 – 6. Centrale di comando – 7. Ugello erogatore CO_2 – 8. Rivelatore termico differenziale – 9. Pressostato segnalazione intervento impianto – 10. Sirena pneumatica azionata dalla CO_2.

Fig. 37.36 – Assonometria di un impianto antincendio a CO_2 a bassa pressione.

archivi e biblioteche, trafile e laminatoi, forni di essiccazione e liquidi infiammabili in genere.

f) Impianti a schiuma meccanica

Immettendo nell'aria soluzioni di acqua e liquidi schiumogeni (sostanze proteiniche, fluoroproteiniche, sintetiche, ecc.) si determina la formazione di schiuma, con l'effetto di isolare le sostanze combustibili rispetto all'aria e raffreddare i materiali esposti al fuoco. Questi impianti sono particolarmente adatti per l'estinzione di incendi delle classi B e A; per contro, la schiuma non deve venire a contatto con apparecchiature sotto tensione.

Se l'impianto è poco esteso, è possibile formare la soluzione in un solo punto ed inviarla con tubazioni agli erogatori (fig. 37.37). Ma, data la viscosità del prodotto, per percorsi più lunghi di qualche metro è necessario formarla zona per zona, in altrettante apparecchiature schiumogene.

Si fa distinzione fra schiume a bassa, media ed alta espansione: nel primo caso, il rapporto di espansione (rapporto tra i volumi della miscela acqua+liquido schiumogeno e della schiuma prodotta) varia tra 1:6 e 1:15 e gli impianti che la producono sono installati a protezione di serbatoi, pontili, zone di carico e scarico di prodotti infiammabili; la schiuma a media espansione, caratterizzata da un rapporto di espansione variabile da 1:30 a 1:200, è utilizzata per la protezione di impianti destinati alla produzione di infiammabili, autorimesse, ecc.; infine, la schiuma ad alta espansione realizza rapporti di espansione fino a 1:1000 ed è prevalentemente impiegata per la protezione di magazzini.

g) Impianti a gas specifici

Come già detto a proposito degli estintori, sono messi al bando gli estinguenti a base di idrocarburi completamente alogenati contenenti anche bromo (halons): tale disposizione è tanto più giustificata nel caso degli impianti fissi, che richiedono quantitativi notevoli di quei prodotti.

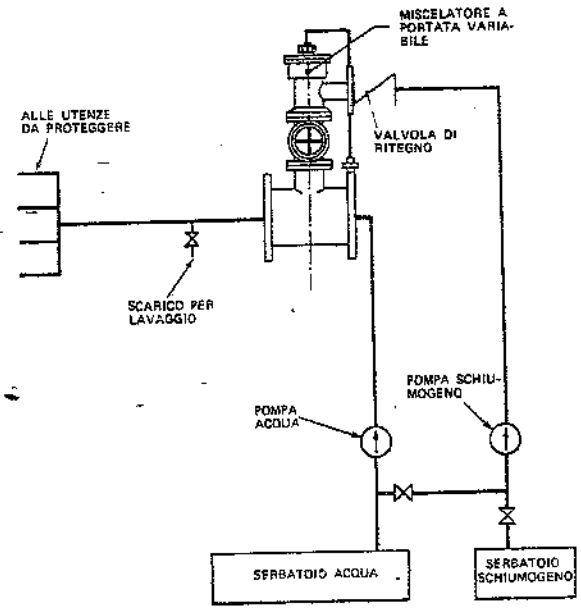


Fig. 37.37 – Schema di un impianto antincendio a schiuma.

In loro sostituzione sono state sperimentate sostanze non lesive dell'ozono stratosferico né dannose per l'ambiente, idonee ad estinguere fuochi (di classe A, B e di apparecchiature elettriche) che si sviluppino dentro locali chiusi. I prodotti sostitutivi sono costituiti da idrocarburi parzialmente alogenati (25) oppure da gas inerti. Tra questi ultimi, citiamo l'eptafluoropropano.

In pratica, l'impiego dei nuovi estinguenti gassosi è limitato alla protezione di centri elaborazione e archivi dati, sale controllo, biblioteche.

37.9. BIBLIOGRAFIA

National Fire Protection Association, *Fire Protection Handbook*, Boston, The Riverside Press Cambridge.
R. Luciani, *Sistemi antincendio negli impianti industriali*, Bari, De Donato Editore.
G. Epifani, *La prevenzione incendi nella piccola e media industria*, Roma, EPC.
Automatic sprinkler, Caccialanza, Factory Mutual International, Faro, Rockwood, Silvani antincendi, Siries, Uni-mas, *Cataloghi tecnici*.

(25) Per quanto riguarda gli idrocarburi alogenati si deve tenere presente che, in caso di permanenza prolungata nei locali in cui sono stati immessi, essi sviluppano prodotti di decomposizione che possono risultare corrosivi per le apparecchiature e dannosi per la salute.

38. Impianti di produzione e distribuzione dell'aria compressa

38.1. PREMESSE

L'impiego dell'aria compressa in campo industriale è andato sempre più generalizzandosi ed oggi si può dire che non esista stabilimento il quale non utilizzi tale servomezzo sia per il comando e la regolazione di utenze, sia come forza motrice (macchine utensili, martelli pneumatici, trasporti pneumatici, pistole a spruzzo), sia infine come servocomando di utensili (pinze, tastatori, ecc.). Più recentemente, si è registrato un impiego dell'aria compressa come parte integrante di processi produttivi (in particolare nelle industrie tessile, farmaceutica, della plastica).

Com'è noto, la produzione di aria compressa è ottenuta con i compressori, i quali aspirano aria atmosferica, la comprimono alla pressione occorrente e la alimentano alla rete di distribuzione.

La portata dei compressori è misurata in volume di aria libera (metri cubi o litri) per unità di tempo (ora, minuto primo e secondo), ossia in quantità d'aria resa in mandata, nell'unità di tempo prestabilita, riportata allo stato fisico di aspirazione; così, a titolo di esempio, si può misurare una portata in metri cubi d'aria aspirati in un'ora e riferiti alla pressione di 101.325 Pa (ovvero 1,01324 bar o 760 mmHg), in assenza di umidità ed alla temperatura di 0°C: si parlerà pertanto di "normali metri cubi" all'ora e si scriverà Nm^3/h (1). Inoltre, parlando di pressione dell'aria, occorre sempre precisare se ci si riferisce alla pressione relativa oppure alla pressione assoluta: la prima – com'è noto – misura la pressione dell'aria rispetto alla pressione atmosferica; la seconda misura la pressione riferita al vuoto assoluto. Adottando come unità di misura il bar, nelle pagine seguenti indicheremo con bar la pressione relativa e con bar-a la pressione assoluta.

Per trasformare la portata di aria libera (in m^3/h o m^3/min o m^3/s) in portata relativa allo stato normale tecnico di riferimento (Nm^3/h - Nm^3/min - Nm^3/s) o viceversa, si applica la relazione:

(1) Nm^3 è pertanto il simbolo da noi utilizzato per indicare il volume di un gas perfetto che, alla pressione di 101.325 Pa e alla temperatura di 273,15 K, occupa il volume di 1 m^3. Lo abbiamo preferito al simbolo m^3_n perché risulta più evidente.

$$Q_N = Q_A \cdot \frac{T_N}{T_A} \cdot \frac{P_A}{P_N} \cdot \frac{P_A - \varphi P_V}{P_N} \tag{38.1}$$

dove:
Q_N = portata espressa in Nm^3/h oppure Nm^3/min o Nm^3/s;
Q_A = portata effettiva riferita alle condizioni di aspirazione (m^3/h - m^3/min - m^3/s);
T_N = temperatura assoluta allo stato normale tecnico di riferimento (273 K);
T_A = temperatura assoluta dell'aria alle condizioni nominali di aspirazione (K);
P_N = pressione assoluta (2) dell'aria all'aspirazione (bar-a);
P_N = pressione assoluta (2) a cui sono riferiti i Nm^3/h (1 bar-a);
φ = umidità relativa alle condizioni nominali di aspirazione (%);
P_V = pressione assoluta parziale (bar) del vapore acqueo saturo alla temperatura di aspirazione (2).

La pressione di esercizio dell'aria per le normali utenze tecnologiche degli stabilimenti industriali è, nella maggior parte dei casi, di 6-7 bar. Sono peraltro frequenti richieste di aria a pressioni superiori od inferiori a tali valori: ad esempio, 25-30 bar nel caso di avviamento di motori diesel o macchine per soffiare anime, 3-4 bar per lavori ausiliari in officine meccaniche e impianti di trasporto pneumatico.

38.2. LAVORO DI COMPRESSIONE DELL'ARIA

L'equazione che caratterizza la compressione dell'aria in un turbocompressore è la pv^m = costante (compressione politropica), dove m è l'esponente politropico. Per valori di m uguali a 1 e 1,4 si hanno due casi ideali di compressione e cioè, rispettivamente, la compressione isoterma (pv = costante) e la compressione isoentropica o adiabatica ($pv^{1,4}$ = costante).

Com'è noto, il lavoro necessario per la compressione aumenta passando da una trasformazione isoterma ad una isoentropica e cioè con l'aumentare di m (parallelamente aumenta la temperatura finale dell'aria compressa).

(2) La tab. 38.I riporta la pressione parziale del vapore saturo P_V alle varie temperature.

Tabella 38.I – Pressione parziale del vapore saturo in funzione della temperatura.

Temperatura	Pressione parziale	
°C	bar	pascal
0	0,006108	610,8
5	0,008719	871,9
10	0,01227	1227
15	0,01704	1704
20	0,02337	2337
25	0,03167	3167
30	0,04243	4243
35	0,05624	5624
40	0,07378	7378
50	0,1234	12340

Il lavoro interno per comprimere l'unità di massa di aria dalla pressione p_1 alla pressione p_2 è dato dalla

$$L_i = \int_{p_1}^{p_2} v\,dp + L_w \tag{38.2}$$

essendo:
v = volume specifico o massico;
L_w = lavoro massico delle resistenze passive incontrate dall'aria nella macchina.

Ipotizzando un compressore ideale ($L_w = 0$), nel quale l'aria subisca la compressione secondo una trasformazione isoterma oppure isoentropica, i corrispondenti lavori massici ideali sono forniti dalle:

$$L_{is} = RT_1 \ln \beta \tag{38.3}$$

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \tag{38.4}$$

nelle quali:
R = costante di elasticità dell'aria (287,1 J/kg·K);
T_1 = temperatura dell'aria all'aspirazione (K);
$\beta = p_2/p_1$ = rapporto di compressione (3), essendo p_1 la pressione atmosferica;
k = esponente isoentropico (= 1,4).

Risulta quindi $L_{is} < L_{ad}$.

Per ridurre, a parità di *rapporto di compressione* (3), il lavoro interno L_i, si cerca di avvicinare il più possibile la compressione a una trasformazione isotermica mediante sottrazione di calore all'aria durante la compressione: ciò è praticamente impossibile da realizzare in ogni singolo stadio, ma si ottiene suddividendo la compressione in più stadi e raffreddando l'aria fra uno stadio ed il successivo con scambiatori di calore (refrigeratori) ad acqua o, nelle piccole unità, ad aria.

Un altro metodo utilizzato per sottrarre calore durante la compressione consiste nell'iniettare olio nella camera di compressione; olio successivamente recuperato per essere utilizzato in circolo chiuso. Questo sistema è normalmente utilizzato nei compressori volumetrici rotativi a vite, che sono appunto chiamati "a iniezione d'olio", e nei compressori volumetrici rotativi a palette.

In pratica, in ogni singolo stadio di un turbocompressore la compressione di un gas avviene secondo una trasformazione politropica pv^m = costante, con $m > k$ (in genere, nelle condizioni di progetto, $m = 1,45 \div 1,5$).

Il lavoro interno che un compressore deve compiere durante tale trasformazione è dato dalla

$$L_i = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] + L_w \tag{38.5}$$

(3) Per *rapporto di compressione* si intende il rapporto fra la pressione di mandata e la pressione di aspirazione.

ovvero dalla

$$L_i = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k\eta_y}} - 1\right] \tag{38.6}$$

essendo

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{k-1}{k}}{\frac{m-1}{m}}$$

il rendimento politropico o idraulico, di solito riferito al singolo stadio di compressione ($\eta_y = 0{,}85 \div 0{,}90$ nelle condizioni di progetto).

Com'è ovvio, suddividendo la compressione tra più stadi, il compressore risulta più complesso e costoso.

In relazione al valore della pressione finale richiesta per l'aria, si deve individuare il numero ottimale di stadi di compressione da prevedere.

In genere, si realizzano compressioni a un solo stadio per rapporti di compressione fino a 7÷10, a due stadi fino a 15÷20, a 3 o più stadi oltre questi ultimi valori.

Il grafico di fig. 38.1 fornisce, per diversi valori della pressione finale dell'aria, la potenza necessaria per comprimere 100 m³/h di aria aspirata alla pressione di 1 bar secondo una compressione isotermica, adiabatica, politropica (con m compreso fra 1 e 1,4) e a 2 e 3 stadi (con refrigerazioni intermedie). Inoltre, il grafico riporta, per compressioni senza refrigerazioni intermedie, la temperatura finale dell'aria compressa (4).

Le considerazioni di cui sopra sulla suddivisione in più stadi, sulla riduzione del lavoro L_i e sul numero ottimale degli stadi, per quanto riferite al caso particolare dei turbocompressori, sono in realtà applicabili anche agli altri tipi di compressori. Formule più specifiche del lavoro L_i per questi ultimi saranno riportate via via che se ne darà la descrizione dettagliata.

38.3. TIPI DI COMPRESSORI

I compressori d'aria possono essere suddivisi in due categorie principali: *volumetrici* e *dinamici* o *turbocompressori*. Nei compressori volumetrici, l'aria viene aspirata in una camera di compressione, la cui luce di aspirazione viene successivamente chiusa; diminuendo il volume della camera, si provoca la compressione dell'aria; quando la pressione nella camera ha raggiunto il valore prestabilito, si apre una valvola od una luce e l'aria contenuta nella camera di compressione può fuoriuscire.

Nei compressori dinamici, una girante fornisce all'aria energia cinetica che viene successivamente convertita in energia di pressione.

I compressori di più frequente impiego in campo industriale sono indicati nel seguente specchietto:

(4) Come si può rilevare, grazie alle refrigerazioni intermedie, la compressione avviene secondo una trasformazione politropica con esponente leggermente superiore a 1.

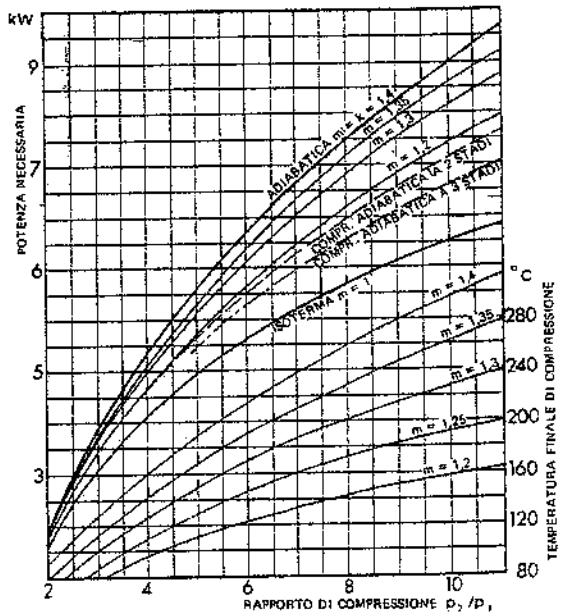


Fig. 38.1 – Potenza (teorica) necessaria per comprimere 100 m³/h di aria aspirata (alla pressione di 1 bar ed alla temperatura di 20°C) e temperatura finale dell'aria compressa.

- volumetrici
  - alternativi (a stantuffo)
  - rotativi
    - a palette
    - a vite
    - Roots
    - ad anello liquido
    - a elicoidi orbitanti
- dinamici o turbocompressori
  - radiali o centrifughi
  - assiali

Passiamo brevemente in rassegna i vari tipi di compressori.

Compressori volumetrici

Alternativi o a stantuffo

Un compressore a stantuffo è costituito, nella versione più semplice, da un cilindro, dotato di valvole di aspirazione e di mandata, nel quale scorre uno stantuffo, comandato da un sistema biella-manovella (fig. 38.2) oppure da un eccentrico e punteria.

La fig. 38.3 illustra schematicamente il ciclo di lavoro della macchina: quando lo stantuffo si trova in corrispondenza del punto 1 (posizione a), il cilindro è pieno di aria atmosferica; essendo le due valvole chiuse, la compressione può iniziare (posizione b): il diagramma (teorico) pv (5) evidenzia la compressione dal punto 1 al punto 2, corrispondente al valore di pressione prestabilito; a questo punto, la valvola di mandata si apre, l'aria compressa fuoriesce, mentre lo stantuffo completa la corsa (posizione c); quando lo stantuffo raggiunge il punto 3, la valvola di scarico si chiude e lo stantuffo inverte la corsa: l'aria rimasta nello spazio vuoto a sinistra del punto 3 si espande e la pressione nel cilindro diminuisce (posizione d); quando tale pressione raggiunge il valore contrassegnato

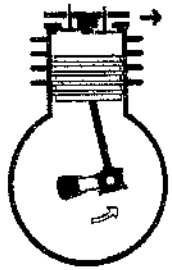


Fig. 38.2 – Compressore a stantuffo monostadio (con cilindro raffreddato ad aria).

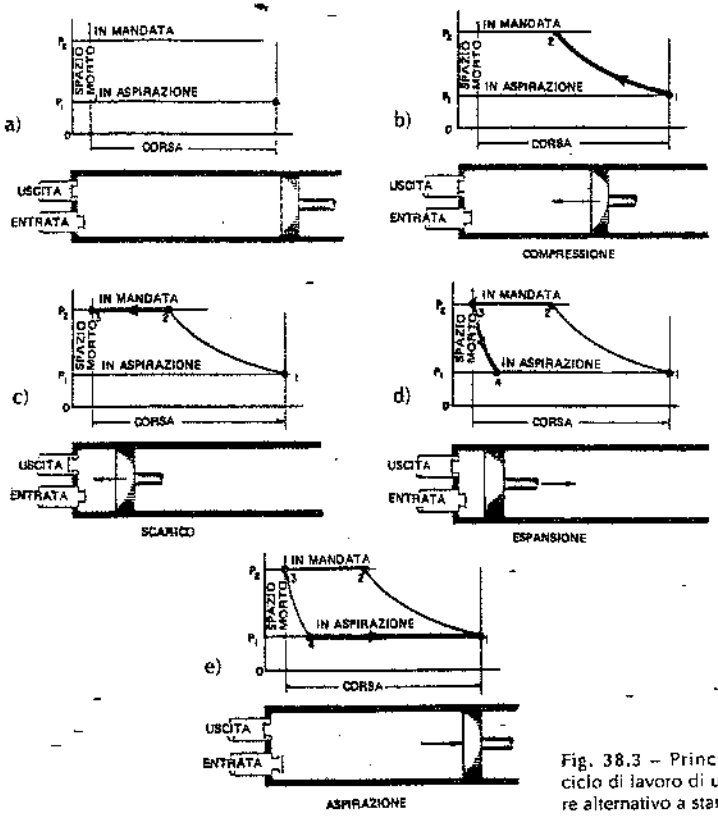


Fig. 38.3 – Principali fasi del ciclo di lavoro di un compressore alternativo a stantuffo.

(5) Il diagramma pv è correntemente utilizzato per rappresentare il ciclo di lavoro dei compressori volumetrici: sulle ascisse sono riportati i volumi v (variabili) della camera di compressione, sulle ordinate le pressioni dentro la stessa.

sul diagramma pv con il numero 4, la valvola di aspirazione si apre e l'aria entra nel cilindro fino a quando lo stantuffo raggiunge il punto 1 (posizione e), in corrispondenza del quale la valvola si richiude ed il ciclo si rinnova.

Si costruiscono compressori alternativi a uno o più stantuffi e a uno o più stadi.

La fig. 38.4 fornisce il ciclo di lavoro convenzionale di un compressore alternativo a due stadi: si noti che nel secondo stadio l'aria, essendo già stata parzialmente compressa e raffreddata, ha un volume minore che all'inizio del primo stadio (basta confrontare le coppie di punti che corrispondono a fasi analoghe dei due cicli e precisamente 1 e 5, 2 e 6, 3 e 7, 4 e 8). Di conseguenza, il cilindro del secondo stadio ha un volume minore del cilindro del primo stadio (fig. 38.5).

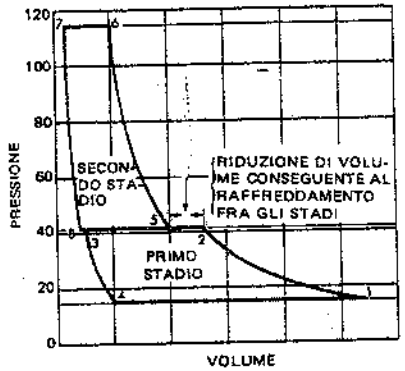


Fig. 38.4 – Ciclo di lavoro di un compressore volumetrico a due stadi.

Gli stantuffi possono essere a semplice o a duplice effetto (entrambe le facce dello stantuffo sono attive). La disposizione dei cilindri (fig. 38.6) è ad asse verticale od orizzontale nel caso di un unico stantuffo; a V, W, X nel caso di più stantuffi; talvolta, i cilindri sono fra loro contrapposti.

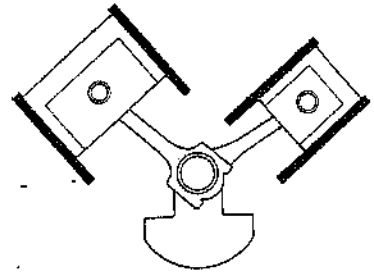


Fig. 38.5 – Schema di compressore a stantuffo bistadio.

I compressori alternativi sono in genere impiegati per portate molto basse (di solito < 1 Nm³/min e comunque non oltre 20 Nm³/min) e per pressioni di 7÷10 bar; quando la pressione richiesta supera i 20 bar, si devono adottare compressori alternativi multistadio.

I compressori alternativi hanno normalmente stantuffi lubrificati, con lo svantaggio che l'aria compressa contiene in sospensione particelle di olio: essi pertanto non sono adatti per utenze richiedenti aria "pulita". Sono però disponibili compressori alternativi non lubrificati (detti anche "a secco"), nei quali i tradizionali anelli di tenuta metallici (che necessitano di lubrificazione) fra stantuffo e cilindro sono sostituiti da anelli in teflon o in grafite oppure da dispositivi a labirinto.

La potenza assorbita dai compressori alternativi è data dalla

$$N = \frac{\rho_a A L_i}{1000 \eta_m} \quad (kW) \qquad (38.7)$$

essendo:

ρ_a la massa volumica dell'aria all'aspirazione (kg/m³);

A la portata d'aria aspirata (m³/s);

η_m il rendimento meccanico del compressore ($\eta_m \approx 0{,}88 \div 0{,}95$).

Il lavoro per unità di massa L_i (espresso in N·m/kg = J/kg) può essere calcolato, in prima approssimazione, con la seguente formula:

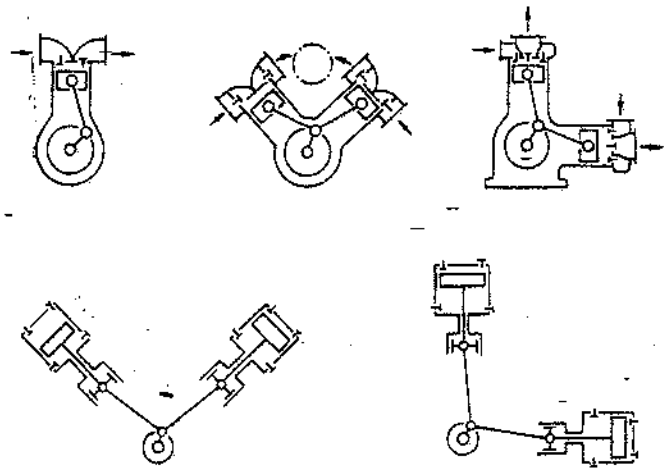


Fig. 38.6 – Schemi di compressori a stantuffo: a) a semplice effetto; b) a doppio effetto.

$$L_i = \frac{m^*}{m^*-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\beta_i^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) \qquad (38.8)$$

essendo:

β_i = rapporto di compressione "interno" del compressore, maggiore del rapporto di compressione p_2/p_1 a causa delle cadute di pressione nelle valvole di aspirazione e di mandata (si può assumere $\beta_i = p_2/p_1 \cdot \xi$, con $\xi \approx 1{,}1 \div 1{,}2$);

m^* = coefficiente < k, ma molto prossimo a k stesso (si può assumere $m^* = 1{,}35$).

Soffermiamoci brevemente sulla valutazione dei costi dell'aria compressa ottenuta con i compressori a stantuffo. In linea generale, il costo (riferito, ad esempio, al metro cubo di aria aspirata) della compressione è legato alle seguenti voci di costo:

1. ammortamento dei compressori e delle opere murarie relative;
2. consumo di energia elettrica per il funzionamento dei compressori;
3. acqua di raffreddamento;
4. olio di lubrificazione;
5. manodopera di servizio;
6. manutenzione.

Circa l'ammortamento, si devono considerare: il costo di acquisto e di installazione del compressore; il numero di ore di funzionamento annuo; il periodo di ammortamento previsto; il tasso di interesse sul capitale speso.

Il consumo di energia elettrica è una funzione diretta delle quantità di aria prodotte; il grafico di fig. 38.7 fornisce, ad esempio, le percentuali di potenza assorbita da un compressore a stantuffo al variare della portata.

Il fabbisogno di acqua dipende dal tipo di compressore usato, dalle pressioni finali dell'aria, dal sistema di raffreddamento nell'intercapedine dei cilindri e dalla

temperatura dell'acqua disponibile: deve quindi essere valutato di volta in volta, tenendo presente la possibilità di recuperare e riciclare l'acqua previo raffreddamento (quando tale raffreddamento è effettuato mediante torri evaporative – v. capitolo 48 §13 – nelle stesse si verifica una limitata perdita di acqua).

Il costo di manutenzione dei compressori varia con il numero, il tipo e le caratteristiche delle macchine.

Anche il consumo di olio dipende dal tipo di compressore: negli alternativi lubrificati si aggira intorno a 0,02÷0,05 g/m³ di aria aspirata.

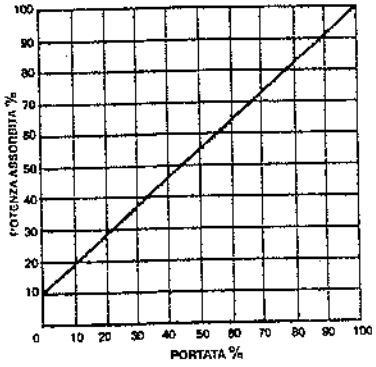


Fig. 38.7 – Diagramma delle potenze percentuali assorbite da un compressore a stantuffo.

Rotativi a palette

Il funzionamento di questi compressori può essere così schematizzato (figg. 38.8 e 38.9): un rotore, montato eccentricamente rispetto all'asse di un cilindro fisso, è

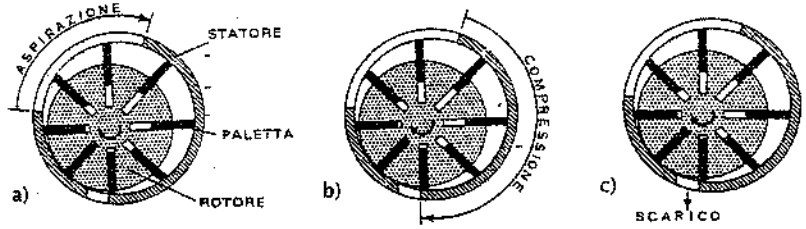


Fig. 38.8 – Fasi del ciclo di lavoro di un compressore rotativo a palette.

munito di un certo numero di palette, scorrevoli entro guide ricavate nel rotore stesso; quando il rotore gira, le palette – per effetto della forza centrifuga – seguono il profilo interno dello statore e formano delle celle il cui volume varia progressivamente (a causa della posizione eccentrica del rotore), determinando la compressione graduale dell'aria.

Le stesse palette funzionano da valvole allorché passano in corrispondenza delle luci ricavate nelle pareti dello statore.

Nelle normali condizioni di esercizio, il ciclo di lavoro è quello evidenziato nel diagramma pressioni-volumi totali di fig. 38.10; si tratta, pertanto, di un ciclo di lavoro analogo a quello dei compressori alternativi e la potenza assorbita può

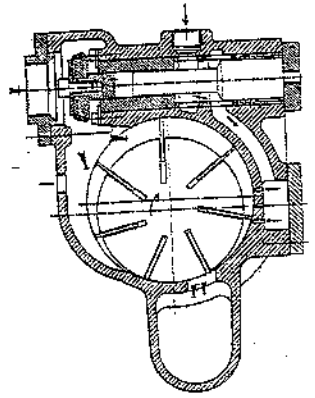


Fig. 38.9 – Sezione schematica di un compressore rotativo.

essere valutata con le espressioni (38.7) e (38.6).

I compressori rotativi a palette sono di solito impiegati per pressioni di esercizio da 2 a 10 bar. Il loro rendimento è inferiore ad un equivalente compressore a pistone a 2 o più stadi, ma migliora con l'iniezione intensiva di olio prevista nei compressori che comprimono l'aria a 7-10 bar.

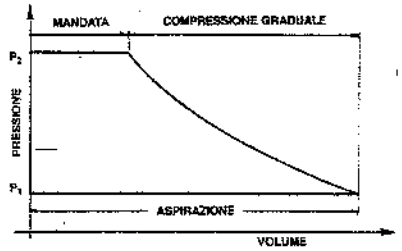


Fig. 38.10 – Ciclo di lavoro di un compressore a palette.

La portata massima in aria aspirata dei compressori rotativi a palette è di solito inferiore a 100 Nm^3/min.

La regolazione della portata è generalmente ottenuta con una valvola "a tutto o niente", che strozza completamente l'aspirazione quando la pressione di mandata supera il valore richiesto: in questa fase, il compressore funziona a vuoto.

Per assicurare il raffreddamento, la tenuta e la lubrificazione delle parti in movimento si introduce nel cilindro dell'olio lubrificante. Buona parte di tale olio è trattenuta (per essere rimessa in ciclo) da un apposito separatore, generalmente incorporato nel compressore; la parte restante fuoriesce dal compressore, sotto forma di particelle in sospensione, miscelata all'aria compressa (com'è noto, la presenza di olio nell'aria non è tollerata da certe utenze industriali).

Il consumo di olio varia da 0,10 a 0,15 g per Nm^3 di aria aspirata nei compressori a bassa pressione con lubrificazione a perdere. Nei compressori per pressioni finali di 7-10 bar, si realizza un circuito di disoleazione con recupero automatico dell'olio separato. L'utilizzo di cartucce filtranti a fibre di borosilicato consente di ridurre il consumo di olio fino a valori di circa 0,001 g/Nm^3.

Il residuo di olio è indicato in ppm in peso: poiché 1 Nm^3 di aria pesa ≈ 1,3 kg, 1 ppm di olio rappresenta 0,0013 g. L'aria erogata dai compressori a media pressione ad iniezione di olio contiene un residuo di olio compreso fra 1 e 5 ppm.

I compressori a 7-10 bar e portata superiore a 20Nm^3/min sono generalmente raffreddati ad acqua in quanto lo smaltimento del calore generato sarebbe problematico e costoso con radiatori raffreddati ad aria. Il fabbisogno di acqua di raffreddamento a 15°C (del solo compressore, escluso quindi il refrigeratore finale che da parte sua richiede una portata d'acqua di poco inferiore a quella occorrente per il compressore) varia da 2 a 3,5 litri per m^3 di aria aspirata.

Con riferimento alle considerazioni fatte in precedenza sul costo dell'aria compressa ottenuta con i compressori a stantuffo, evidenziamo le seguenti differenze:

1) i compressori rotativi a palette costano meno e quindi risulta minore la quota di ammortamento annuo;
2) la quota relativa al costo dell'olio è maggiore in quanto il consumo è più elevato, a meno che si ricorra a compressori a palette dotati di circuito di disoleazione con recupero automatico;
3) il rendimento dei compressori rotativi a palette è in genere più basso e quindi è maggiore il consumo di energia elettrica.

Rotativi a viti

I *compressori a viti* (correntemente chiamati anche a *vite*) sono costituiti da due rotori, uno con lobi convessi e l'altro con lobi concavi, ruotanti in senso opposto dentro uno statore (fig. 38.11).

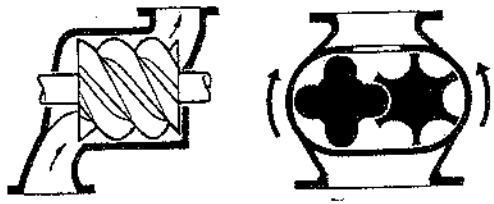


Fig. 38.11 – Schema di un compressore rotativo a viti.

La fig. 38.12 illustra il ciclo di compressione di un compressore rotativo a vite: l'aria viene aspirata, attraverso la luce di immissione, nello spazio che si forma fra i lobi dei due rotori; con il procedere della rotazione, lo spazio in cui essa è contenuta viene dapprima isolato dalla luce di immissione, quindi ridotto di volume dando inizio ad una compressione graduale, più o meno pronunciata a seconda del rapporto di compressione da realizzare (più pronunciata per β più elevati, per ridurre la potenza assorbita); terminata la compressione graduale l'aria viene spinta verso la luce di uscita e quindi scaricata.

Il diagramma in coordinate pressioni-volumi totali è simile a quello dei compressori a palette, se la compressione graduale è apprezzabile, oppure a quella dei compressori Roots (di cui si dirà subito dopo) se la compressione graduale è modesta o addirittura assente.

Per il calcolo della potenza si adotteranno, di conseguenza, le espressioni tipiche dei compressori a palette o dei compressori Roots.

Esistono due tipologie di compressori a vite: quelli lubrificati e quelli non lubrificati o a secco.

La prima categoria realizza cicli di compressione monostadio (raggiungendo pressioni fino a 13 bar) e bistadio (per pressioni fino a 20 bar); la portata d'aria è inferiore ai 70 Nm^3/min. Uno dei due rotori, quello a lobi concavi, è collegato al

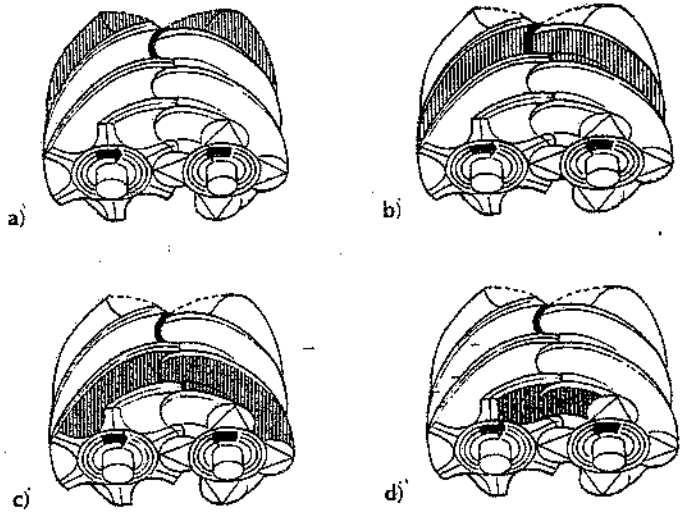


Fig. 38.12 – Schema del ciclo di compressione in un compressore a vite.

motore elettrico, generalmente tramite un moltiplicatore di giri a cinghie o ad ingranaggi e trascina il secondo rotore. L'olio – iniettato nella camera di compressione – assicura la lubrificazione ma, con l'uso, può verificarsi un'usura analoga a quella che si riscontra sui normali ingranaggi. L'olio che si miscela con l'aria durante la compressione, è poi separato in un apposito separatore dove si sommano gli effetti della forza centrifuga e di un filtro: il contenuto residuo d'olio nell'aria compressa si aggira intorno ai 3 mg/m^3 di aria.

I compressori non lubrificati realizzano la compressione senza immissione di olio e pertanto necessitano di una coppia di ingranaggi per sincronizzare il moto fra i due rotori; questi hanno profili elicoidali e ruotano senza contatti reciproci, limitando così l'usura e la perdita di potenza per attrito. Le tolleranze devono essere molto ridotte per ottenere un funzionamento efficiente: quindi, la costruzione di questo tipo di compressore richiede alta precisione. Inoltre, la compressione oltre i 4 bar non può essere effettuata in un unico stadio in quanto le temperature raggiunte sarebbero troppo elevate, con dilatazioni dei materiali tali da impedire un corretto funzionamento. Per contro, l'assenza di contatti permette di realizzare una macchina in cui le parti lambite dall'aria non necessitano di lubrificazione (6) e quindi l'aria compressa risulta priva di olio: requisito, questo, assai importante per molte applicazioni. Le portate d'aria arrivano fino a 100 Nm^3/min. Per portate superiori a 100 Nm^3/min si ricorre di solito a compressori dinamici.

Nei compressori a viti, la regolazione della portata, cioè della quantità d'aria compressa erogata dal compressore, è normalmente ottenuta per mezzo di una valvola che parzializza la luce di aspirazione. Un tipo di regolazione più recente prevede l'impiego di motori elettrici asincroni alimentati – tramite un *inverter* – a frequenza variabile: conseguentemente, il numero di giri del motore elettrico varia secondo la

$$n = \frac{60f}{p}$$

dove:

f = frequenza di alimentazione (hertz);
p = numero di coppie polari dello statore del motore asincrono;
n = numero di giri di sincronismo (giri/minuto).

Il campo di regolazione che si può realizzare con questo sistema in un compressore a vite lubrificato, può variare dal 20% al 100% del numero di giri: di conseguenza, il rapporto di compressione rimane costante, la pressione di rete si mantiene in una banda di oscillazione molto stretta e si sopperisce alle punte di carico della rete stessa senza fare intervenire un compressore di potenza superiore.

Il compressore a viti ha poche parti soggette a usura, non richiede basamenti e produce rumori e vibrazioni meno elevati di altri compressori.

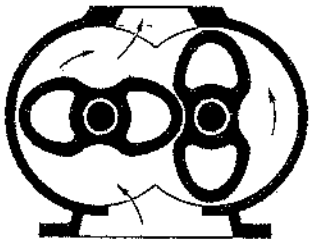


Fig. 38.13 – Sezione schematica di un compressore Roots.

(6) Solo i cuscinetti e gli ingranaggi devono essere lubrificati.

Rotativi Roots

Il *compressore Roots* (fig. 38.13), detto anche *soffiante*, consiste in uno statore in cui sono allogati due rotori controrotanti, dotati di due o tre lobi ciascuno: l'aria è spinta dai lobi verso la mandata, dove subisce un repentino aumento di pressione. In altre parole, la compressione non avviene grazie a una progressiva riduzione del volume prima del collegamento con i condotti di mandata, ma per riflusso dell'aria nel compressore (fig. 38.14): conseguentemente, il rendimento è molto modesto.

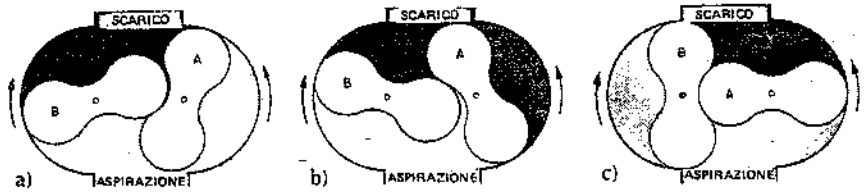


Fig. 38.14 – Ciclo di lavoro di una soffiante Roots.

Le soffianti Roots non sono utilizzabili per pressioni di esercizio elevate (il limite si aggira intorno a 1 bar nei tipi monostadio e a 2,5 bar nei tipi a due stadi).

Il movimento dei due rotori è sincronizzato per mezzo di ingranaggi in modo da non avere contatto tra i rotori o tra i rotori e la carcassa. Queste parti, pertanto, non richiedono lubrificazione e, di conseguenza, in analogia ai compressori a viti, l'aria compressa è priva d'olio.

Come si rileva dalla fig. 38.14, si hanno quattro alimentazioni per ogni giro dei rotori. I compressori Roots sono in genere raffreddati ad aria.

La fig. 38.15 riporta il ciclo di lavoro convenzionale di un compressore Roots.

La potenza assorbita (in kW) può essere valutata con la

$$N = \frac{l\, v_o (p_2 - p_1)\, n}{1000\, \eta_m} = \frac{A\, H}{1000\, \lambda_v \eta_m} \qquad (38.9)$$

dove, oltre ai simboli già noti o rilevabili sul diagramma di fig. 38.15:

l = numero totale di lobi dei due rotori;
v_o = volume compreso fra il lobo B di fig. 38.14 e la carcassa del compressore;
n = numero di giri al secondo;
λ_v = coefficiente di riempimento del compressore (0,6÷0,8);
$H = p_2 - p_1$ (N/m^2).

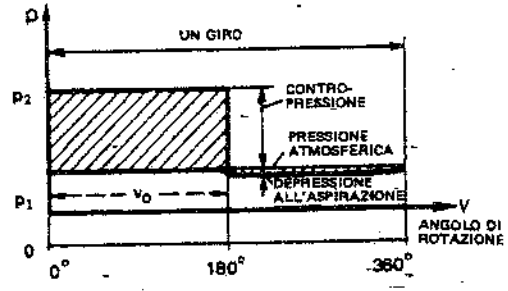


Fig. 38.15 – Ciclo di lavoro di un compressore Roots.

Rotativi ad anello liquido

La fig. 38.16 schematizza un compressore ad anello liquido: in uno statore, avente forma ellittica, è montato un rotore con palette fisse che trascina in rotazione un liquido (in genere acqua) e lo proietta per forza centrifuga contro la parete dello statore, dando forma ad un vero e proprio anello rotante; poiché lo statore ha forma ellittica, il liquido assume un movimento tale da variare periodicamente il volume del vano compreso fra paletta e paletta, comprimendo l'aria in esso contenuta.

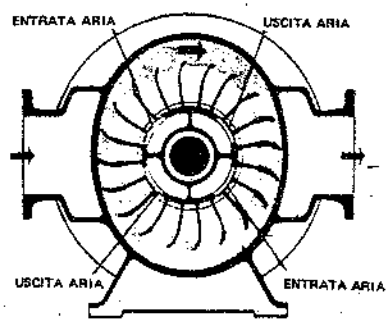


Fig. 38.16 – Compressore ad anello liquido.

La distribuzione avviene attraverso luci previste nelle testate dello statore oppure in cavità praticate nell'albero del rotore: l'aria affluisce fra le palette, viene compressa e quindi espulsa quando il rotore nella sua rotazione supera la zona di compressione. Per ogni giro del rotore si ottengono due cicli di compressione.

Il ciclo di lavoro è del tutto simile a quello dei compressori a palette.

L'aria da comprimere viene a diretto contatto con il liquido contenuto nella macchina e, poiché la velocità di rotazione è relativamente alta, una certa quantità di liquido si mescola inevitabilmente con l'aria compressa. Pertanto, il compressore deve essere munito di un filtro separatore sul lato mandata e di un dispositivo per mantenere costante il livello del liquido nella camera di compressione.

La regolazione è sovente ottenuta per laminazione all'aspirazione, eventualmente accoppiata con un riflusso tra mandata e aspirazione.

La quantità di energia richiesta per comprimere l'aria con un compressore ad anello liquido varia sensibilmente in funzione del modello e della grandezza del compressore: è comunque elevata a causa delle perdite conseguenti al trascinamento del liquido; per contro, il compressore non richiede lubrificazione all'interno della camera di compressione.

I compressori ad anello liquido sono ormai impiegati solo per basse pressioni o per applicazioni particolari.

Rotativi a elicoidi orbitanti

In queste macchine, la compressione dell'aria è ottenuta per interazione di due elementi a spirale, uno fisso e l'altro con movimento orbitale (fig. 38.17). Il moto del rotore provoca una progressiva compressione dell'aria in quanto riduce il volume della camera di compressione. L'aria entra alla pressione atmosferica nella camera di compressione attraverso una luce che si trova sul lato esterno del rotore. Una volta che l'aria è stata aspirata, il rotore orbitante chiude la luce di

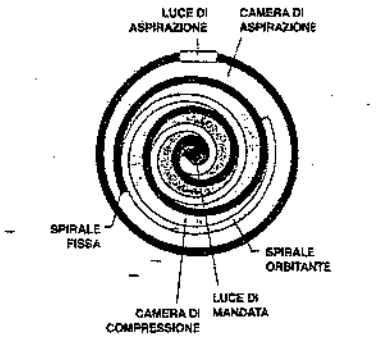


Fig. 38.17 – Composizione del compressore a elicoidi orbitanti.

aspirazione. Un flusso continuo di aria compressa esce dal rotore a spirale passando attraverso la luce di mandata che si trova nel centro della spirale fissa. Questo processo di compressione viene ripetuto all'infinito, generando una mandata di aria compressa priva di pulsazioni e, ovviamente, di olio.

I compressori a elicoidi orbitanti sono adatti alla produzione di piccole portate d'aria (<1 Nm^3/min) e per pressioni massime di 10 bar.

Compressori dinamici o turbocompressori

Nei compressori dinamici l'aria aspirata viene portata ad elevata velocità in una o più giranti dotate di palette e successivamente scaricata in un diffusore avente il compito di trasformare in energia di pressione la maggior parte dell'energia cinetica acquisita dall'aria.

I turbocompressori si suddividono in *radiali* o *centrifughi* (fig. 38.18) e *assiali* (fig. 38.19): i primi sono caratterizzati da traiettorie dell'aria pressoché normali all'albero della girante; i secondi da traiettorie all'incirca parallele all'albero stesso (7).

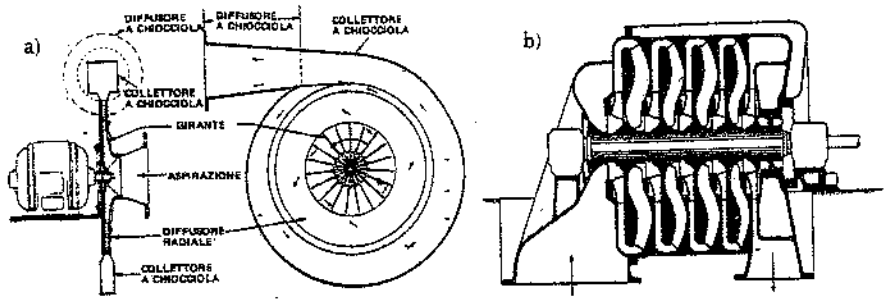


Fig. 38.18 – Schema di compressori centrifughi: a) monostadio; b) multistadio (senza raffreddamenti intermedi).

Possono essere a uno o più stadi (quest'ultimo caso è tipico dei compressori assiali), mentre l'azionamento è affidato a motori elettrici e turbine a gas o a vapore, direttamente accoppiate all'albero.

Al fine di mantenere costante la pressione di alimentazione al variare dei consumi, si ricorre di solito alla seguente soluzione

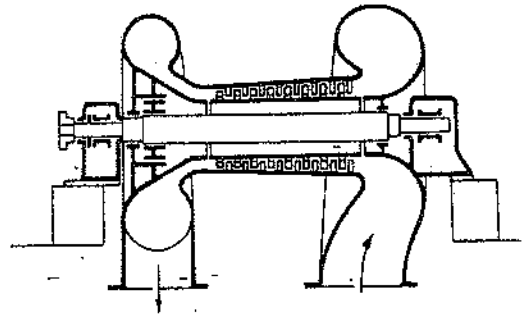


Fig. 38.19 – Schema di compressore assiale pluristadio.

(7) Ogni stadio dei compressori assiali è costituito da un certo numero di palette rotanti con il rotore e da altrettante palette fisse allo statore. Le palette hanno in genere altezza decrescente nel senso del moto dell'aria, in modo che la componente assiale della velocità dell'aria rimanga elevata anche se il volume del gas diminuisce.

(fig. 38.20): al diminuire della richiesta di aria, un controllore di pressione chiude gradualmente la valvola di aspirazione; oltre una certa parzializzazione, entra in funzione una valvola che scarica nell'atmosfera l'eccesso di aria, al fine di evitare il noto fenomeno del "pompaggio".

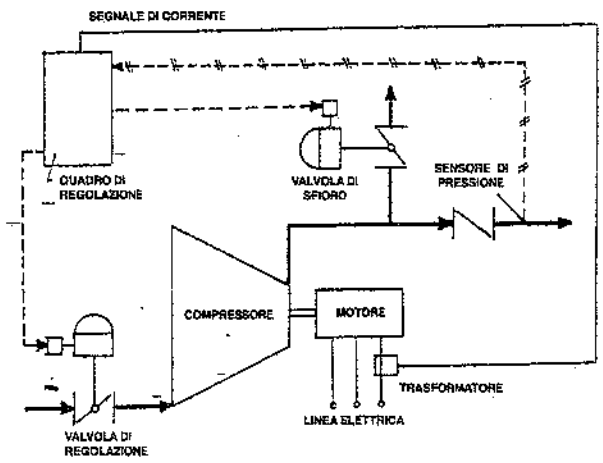


Fig. 38.20 – Sistema di regolazione per turbocompressori.

Il funzionamento dei turbocompressori è analogo a quello delle pompe centrifughe per liquidi (8): pertanto, le portate d'aria compressa variano con la pressione di lavoro (fig. 38.21).

I compressori centrifughi sono impiegati per portate variabili da 20 Nm³/min ad oltre 1000 Nm³/min. I compressori assiali sono adatti per portate superiori, fino a circa 8.000 Nm³/min.

I turbocompressori trovano applicazione, oltre che in campo industriale, nelle turbine a gas. Inoltre, i centrifughi sono impiegati per i trasporti pneumatici (v. capitolo 29). Particolari versioni degli assiali (basse prevalenze ed elevate portate) sono realizzate per l'aerazione di bacini di trattamento biologico delle acque di scarico cloacali e sono correntemente denominate *aeratori a turbina*.

La potenza assorbita può essere calcolata mediante la

$$N = \frac{\rho_g A L_i}{1000 \eta_m} \quad (kW) \tag{38.10}$$

dove L_i è ricavabile con la (38.5) o (38.6).

Anche per i compressori dinamici valgono le considerazioni sul costo della compressione esposte per i compressori rotativi. Si deve però rilevare che i turbocompressori hanno un consumo di olio pressoché trascurabile, in quanto l'olio viene usato esclusivamente per ridurre l'attrito degli organi meccanici e non viene a contatto con l'aria (che pertanto non è da esso inquinata).

(8) Osserviamo, per inciso, che anche i ventilatori possono essere considerati delle pompe. Infatti, con il termine ventilatore si individua una macchina che restituisce l'aria ad una pressione non molto superiore a quella di aspirazione (la differenza fra le due pressioni è generalmente inferiore a 0,05 bar), tale quindi da non provocare variazioni sensibili dei volumi specifici dell'aria tra l'aspirazione e la mandata.

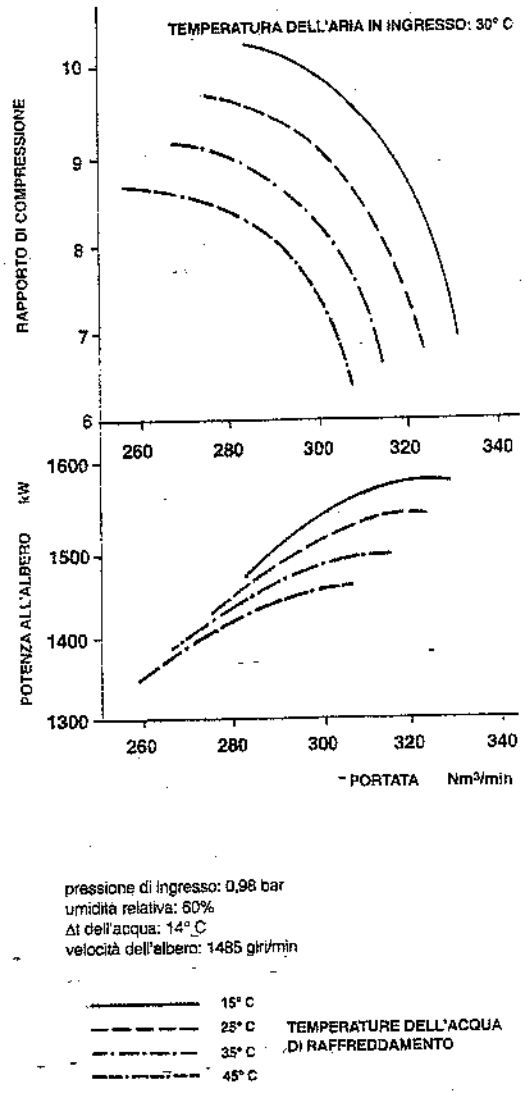


Fig. 38.21 – Caratteristiche dei compressori centrifughi.

38.4. SCELTA DEI COMPRESSORI

La scelta dei tipi di compressori da adottare dipende dalle considerazioni di carattere tecnico ed economico cui abbiamo accennato nelle pagine precedenti.

La tab. 38.II riassume le prestazioni di pressione e portata dei compressori presi in considerazione nel paragrafo precedente. Inoltre, il grafico di fig. 38.22 fornisce – sia pure in modo approssimativo – il campo di applicazione di alcuni tipi di compressori in funzione della portata e della pressione dell'aria (9). Altri parametri di valutazione e scelta sono l'affidabilità, l'ingombro, le caratteristiche dei basamenti, la presenza di olio nell'aria compressa, la flessibilità di esercizio, i costi dell'aria compressa.

Rileviamo che il costo dell'energia consumata in un impianto di compressione incide notevolmente sul bilancio di gestione dell'impianto stesso. È ovvio che per ridurre questo costo occorre scegliere l'impianto di compressione che, a parità di caratteristiche dell'aria prodotta, comporti il minimo assorbimento di energia.

Il diagramma di fig.

(9) All'atto della scelta, occorre anche tenere conto di una riserva, pari al 15÷25% delle unità funzionanti in condizioni normali.

38.23 mostra indicativamente i consumi specifici di energia di alcuni tipi di compressori in funzione della portata. Il consumo specifico di energia è espresso in kWh per m^3 di aria libera aspirata. Consumi specifici di 5 kWh/m^3 sono molto bassi e si possono ottenere con compressori di media e grande portata, impiegando acqua di raffreddamento avente una temperatura inferiore di almeno 10°C rispetto alla temperatura ambiente.

Il consumo specifico di energia dipende essenzialmente dalla possibilità di influenzare il ciclo termodinamico di compressione

Tabella 38.II – Prevalenti campi di impiego dei compressori d'aria.

TIPI DI COMPRESSORI		PRESSIONI bar	PORTATE Nm³/min
Alternativi	monostadio	7÷10	< 20
	multistadio	> 20	
A palette		2÷10	< 100
A vite	lubrificati		
	– monostadio	3÷13	< 70
	– bistadio	< 20	
	a secco:		
	– monostadio	< 4	< 100
	– multistadio	4÷10	
Roots	monostadio	< 1	< 300
	bistadio	< 2,5	
A elicoidi		< 10	< 1
Dinamici	radiali	< 22	< 1000
	assiali	< 5	< 8000

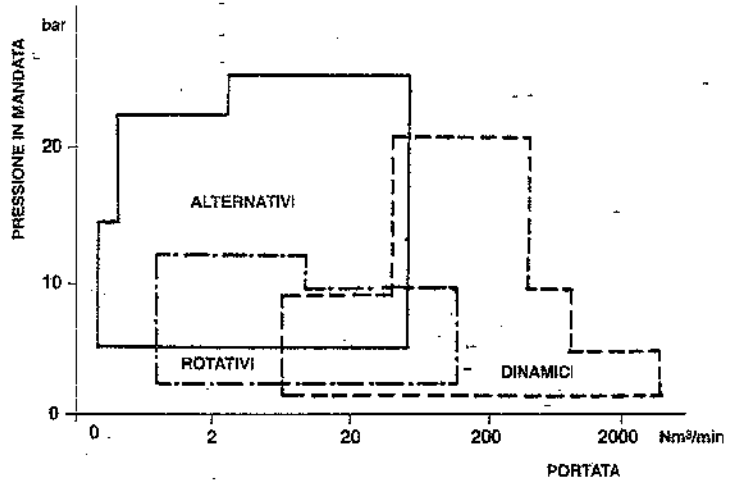


Fig. 38.22 – Campo di impiego di alcuni tipi di compressori in funzione della portata d'aria aspirata e della pressione di esercizio.

asportando calore, in modo da avvicinarsi alla compressione isotermica. Nel compressore rotativo monostadio ad iniezione d'olio, l'efficacia dello scambio termico aria-olio incide profondamente sul risultato finale. In tali compressori a vite o a palette è importante anche la velocità di rotazione, generalmente compresa fra 1000 e 10.000 giri/min.

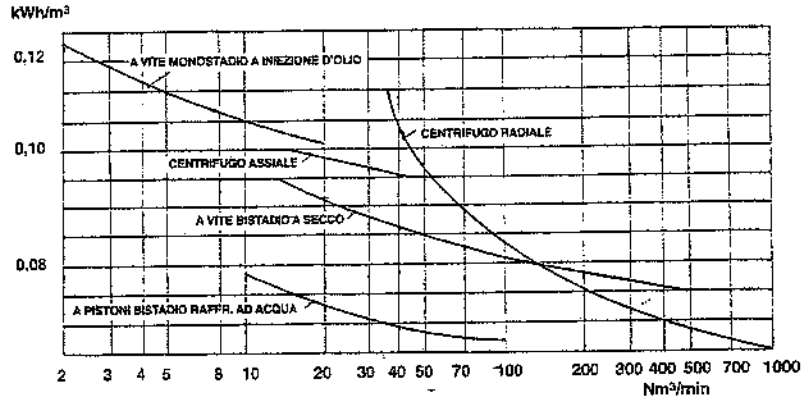


Fig. 38.23 – Andamento del consumo specifico in funzione della portata d'aria per diverse tipologie di compressori.

Infine, il compressore raffreddato ad aria è in genere meno efficace del 3÷5% di quello ad acqua.

Specialmente nel caso di compressori di media e grande portata, il consumo di energia è minore nei tipi bistadio rispetto a quelli monostadio. La fig. 38.24 mette a confronto i consumi specifici di compressori monostadio e bistadio tradizionali al variare della pressione di esercizio. Come si può rilevare, quando si comprime aria atmosferica a 7 bar, un compressore monostadio consuma il 15% in più di energia rispetto a un compressore bistadio.

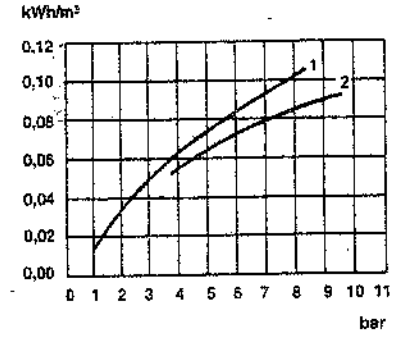


Fig. 38.24 – Confronto fra i consumi specifici di energia di un compressore monostadio (1) e di un compressore bistadio (2).

Per quanto riguarda l'energia elettrica assorbita a vuoto rispetto a quella assorbita a pieno carico, si può dire che, per portate d'aria nulle o quasi nulle, i compressori a stantuffo assorbono il 7÷12% dell'energia occorrente a pieno carico, i compressori rotativi richiedono il 12÷15%, i turbocompressori il 15÷17%.

I compressori sono caratterizzati da una elevata rumorosità, per ridurre la quale i costruttori forniscono macchine racchiuse dentro specifiche "cappottature" fonoisolanti (fig. 38.25).

38.5. REFRIGERATORI FINALI E SERBATOI DELL'ARIA COMPRESSA

Ai compressori è normalmente accoppiato il refrigeratore finale (o post-refrigeratore). In tali apparecchiature, il raffreddamento dell'aria è ottenuto immettendo la

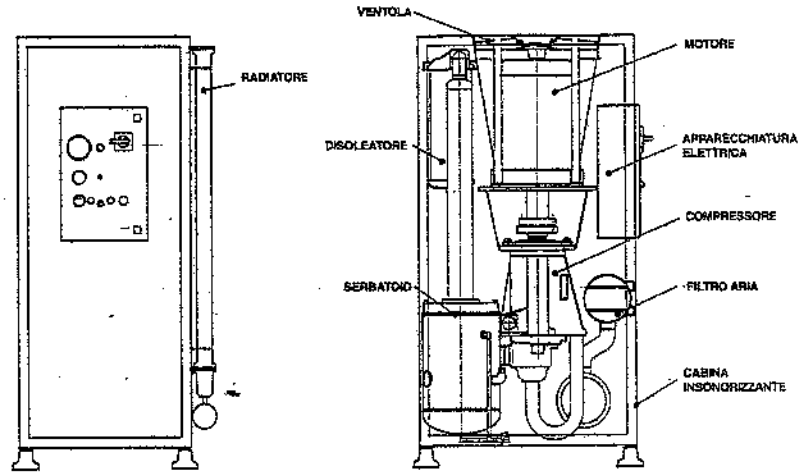
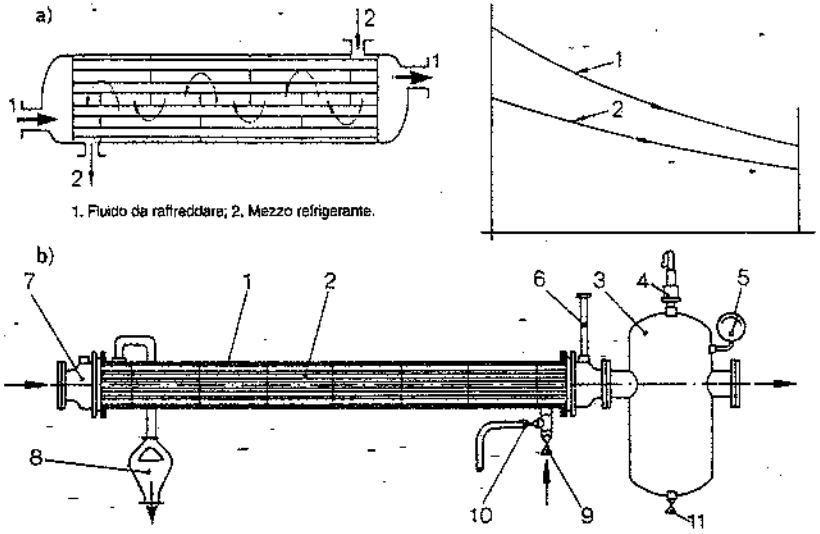


Fig. 38.25 – Cappottatura in materiale fonoisolante del motore e del compressore.

stessa in un fascio di tubi lambiti esternamente da acqua alla minima temperatura possibile (fig. 38.26). L'acqua di condensa si raccoglie in un apposito separatore e viene scaricata in fognatura. In genere, il refrigeratore finale è dimensionato in modo



1. Fluido da raffreddare; 2. Mezzo refrigerante.

1. Corpo del refrigeratore – 2. Fascio tubiero – 3. Separatore di condensa – 4. Valvola di sicurezza – 5. Manometro – 6. Termometro – 7. Entrata aria – 8. Uscita acqua di raffreddamento – 9. Entrata acqua di raffreddamento – 10. Rubinetto di scarico dell'acqua di raffreddamento – 11. Rubinetto di spurgo della condensa.

Fig. 38.26 – Refrigeratore finale dell'aria compressa: a) principio di funzionamento; b) scambiatore di calore ad acqua con separatore di condensa.

che la temperatura in uscita risulti di 8°÷10°C superiore alla temperatura del fluido refrigerante a disposizione.

Di solito, a valle del refrigeratore finale è previsto un serbatoio-polmone (10), avente le seguenti funzioni:

a) assicurare alla rete una portata d'aria e una pressione all'incirca costanti, limitando gli interventi per la regolazione di portata dei compressori (11);
b) interrompere il funzionamento del motore del compressore per tempi che dipendono dall'andamento dei consumi di aria compressa, realizzando così risparmi tutt'altro che trascurabili di energia (fino al 15-16% per pressioni di 7÷8 bar);
c) favorire una sia pur limitata separazione di condensa, grazie al fatto che l'ingresso dell'aria compressa avviene nella parte bassa del serbatoio, mentre l'uscita è ubicata nella parte alta (figg. 38.27 e 38.28).

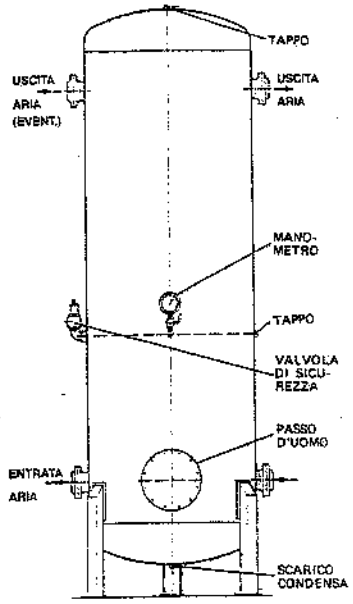


Fig. 38.27 – Serbatoio per aria compressa.

Per determinare le dimensioni del serbatoio occorre fare alcune considerazioni sulle prestazioni e sul sistema di regolazione dei compressori. Il ciclo di regolazione non deve essere troppo breve per non provocare un'eccessiva usura di diversi organi del compressore stesso, del motore e delle apparecchiature elettriche.

Per compressori con pressioni di lavoro massime di 10 bar e portate da 1 a 100 Nm^3/min, la capacità del serbatoio, espressa in unità di volume (m^3), deve essere compresa fra 6 e 2 decimi della portata volumetrica del compressore espressa nelle stesse unità di volume (m^3) e riferita al minuto: 0,6 per impianti piccoli, fino a 0,2 per impianti grandi.

La regolazione in questo caso avviene per mezzo di una valvola di *by-pass*: in tale modo, il motore funziona in continuazione, parte a carico e parte a vuoto. È opportuno fare in modo che la valvola non intervenga a tempi troppo ravvicinati con un idoneo proporzionamento dell'intero impianto (potenzialità e numero dei compressori, capacità del serbatoio e della rete, variazione di pressione prestabilita): la differenza fra le pressioni di funzionamento a vuoto e sotto carico non deve essere normalmente inferiore a 0,4 bar.

(10) In Italia, i serbatoi sono soggetti a collaudo da parte dell'ISPESL (Istituto superiore per la prevenzione e sicurezza del lavoro), ad una pressione del 50% superiore a quella massima di esercizio. L'ISPESL deve anche dare il benestare sul progetto, sui procedimenti di fabbricazione e sul materiale impiegato (legge 9.7.1962, n. 1331 e successive norme integrative). È inoltre prevista una verifica annuale se il prodotto della pressione di bollo in bar per il volume in litri del serbatoio è ≥ 5000. La figura 38.27 evidenzia gli accessori che la legge prescrive per i serbatoi in pressione (valvola di sicurezza, manometro di controllo, scarico condensa, ecc.).

(11) Quando la rete di distribuzione dell'aria compressa è molto estesa e/o i fabbisogni sono caratterizzati da sensibili variazioni istantanee, si installano serbatoi-polmone anche nei punti della rete più lontani dalla sala compressori.

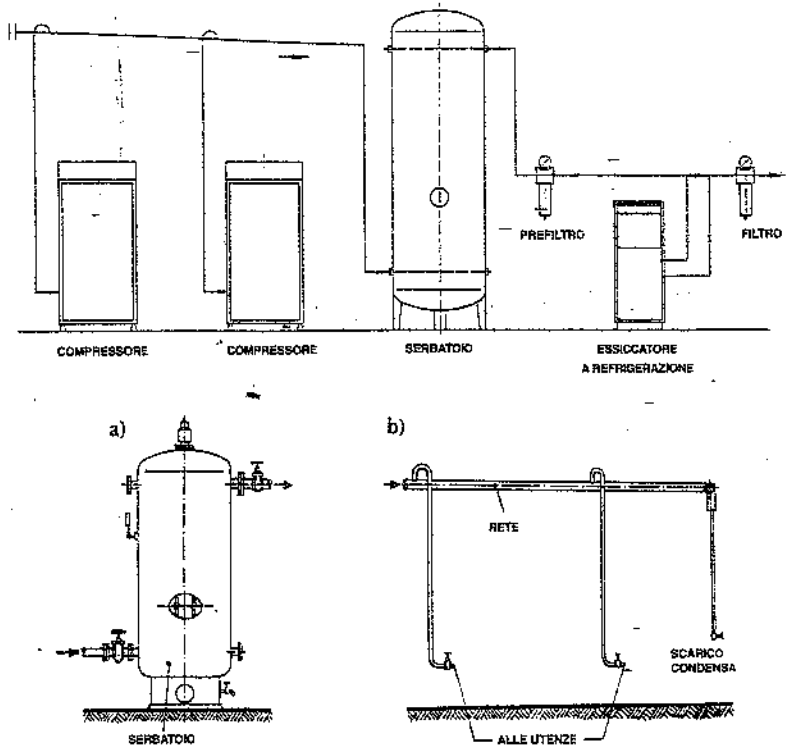


Fig. 38.28 – Schema di un impianto di produzione ed essiccazione dell'aria compressa, con due particolari riguardanti: a) le posizioni di ingresso e di uscita dell'aria rispetto al serbatoio; b) uno stralcio della rete di distribuzione.

Nel caso di avviamento ed arresto automatico del motore comandato dalla stessa pressione dell'aria, è necessario installare un serbatoio di maggiore capacità. Con questo sistema di regolazione, infatti, un serbatoio sottodimensionato può essere causa di avviamenti troppo frequenti, il che torna non solo a scapito dei contatti dell'apparecchiatura, ma anche degli avvolgimenti del motore. Una serie di avviamenti troppo frequenti crea inoltre dei sovraccarichi nella rete di alimentazione.

Il criterio di valutazione della capacità (minima) del serbatoio dell'aria sopra indicato, si riferisce al caso di un solo compressore funzionante o di un compressore avente una portata prevalente su quella di altri compressori anch'essi funzionanti. Nel caso di compressori dello stesso tipo in parallelo, conviene aumentare la capacità del 30%.

38.6. ESSICCAZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

Ricordiamo che l'aria atmosferica è una miscela di gas vari (ossigeno, azoto, ecc.) e di vapor d'acqua, chiamata aria umida.

Il vapore contenuto nell'aria umida può essere saturo o surriscaldato.

Per tale miscela vale la *legge di Dalton*: la pressione di una miscela di due o più aeriformi è la somma delle pressioni che ciascun componente eserciterebbe se occupasse da solo l'intero spazio interessato dalla miscela stessa.

Le proprietà fisiche degli aeriformi sono riassunte dalle *curve isotermiche* o *isoterme*, riportate su un diagramma cartesiano di coordinate v,p (fig. 38.29).

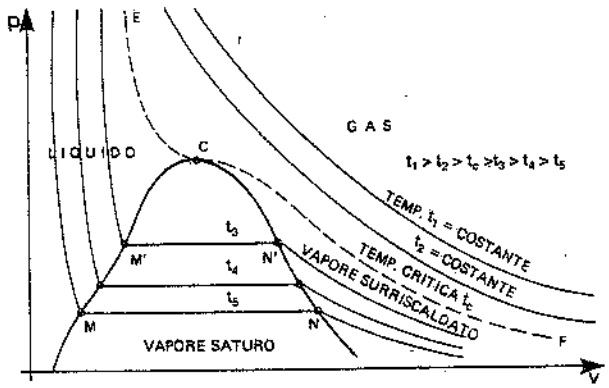


Fig. 38.29 – Curve isotermiche dei fluidi.

Le isoterme si dividono in due classi:
- isoterme caratterizzate da un tratto rettilineo orizzontale (le temperature corrispondenti sono inferiori alla temperatura t_c dell'isoterma con flesso, detta *isoterma critica*);
- isoterme senza tratto rettilineo orizzontale (le temperature corrispondenti sono superiori alla temperatura critica t_c).

Lungo il tratto rettilineo orizzontale di una isoterma con temperatura minore della temperatura critica, il volume del fluido varia senza una corrispondente variazione di pressione.

L'esperienza insegna che in tale condizione:
- l'aeriforme è in presenza del suo liquido ed in equilibrio con esso, cioè possono coesistere in equilibrio fase gassosa e fase liquida;
- avviene l'evaporazione del liquido se l'isoterma è percorsa nel senso dei volumi crescenti;
- avviene la condensazione (o liquefazione) del vapore se l'isoterma è percorsa in senso opposto.

Per l'acqua, ad esempio, la temperatura dell'isoterma critica è +365°C e la pressione nel punto C è 200,5 bar. Per l'azoto, la temperatura e la pressione nel punto C risultano essere rispettivamente –147,1°C e 33,5 bar.

Tutti i punti della curva MM'C (curva limite inferiore) rappresentano stati del fluido in cui lo stesso è tutto liquido e pronto ad evaporare a seguito di somministrazione di calore.

Tutti i punti della curva NN'C (curva limite superiore) rappresentano stati del fluido in cui esso è tutto vapore (saturo secco) e pronto a condensare per eventuale sottrazione di calore.

Tutti i punti compresi tra le due curve "limite" rappresentano miscele di liquido e vapore in equilibrio alla stessa temperatura: il vapore in equilibrio con il liquido che lo ha generato è detto saturo.

Le curve "limite" MM'C, NN'C e l'isoterma critica dividono il piano in quattro parti, corrispondenti ai seguenti stati del fluido: liquido, vapore saturo in presenza di liquido, vapore non saturo (surriscaldato) e gas.

Esaminiamo ora ciò che avviene in un recipiente contenente del vapore surriscaldato allorché si sottopone quest'ultimo ad una compressione isotermica; supponiamo che il recipiente sia dotato di uno stantuffo mobile sulla parte superiore e di un serpentino raffreddante nella parte inferiore (fig. 38.30.a).

Sia P_1 (p_1, v_1) il punto del diagramma di fig. 38.30.b che rappresenta lo stato iniziale del vapore surriscaldato. Comprimendo isotermicamente il fluido (il che si ottiene sottraendo a mezzo del serpentino, percorso per esempio da acqua, il calore sviluppato con la compressione), la trasformazione subìta dal vapore avviene lungo la linea P_1 P_2 P_3 P_4 (linea isotermica, ispessita): il volume diminuisce e la pressione aumenta.

In P_2 il vapore raggiunge la pressione di saturazione p_2 ed è quindi saturo: in seguito a ulteriore sottrazione di calore, esso si condensa, riducendo il volume occupato ma senza aumento di pressione.

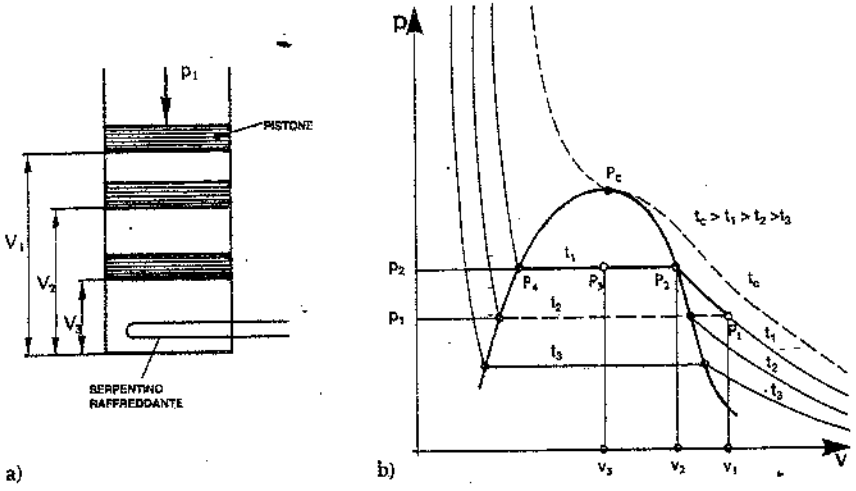


Fig. 38.30 – Trasformazioni isotermiche di un gas: a) recipiente attrezzato per compressioni isotermiche; b) curve isotermiche del gas.

Nel punto P_3 la percentuale di vapore condensato è proporzionale al rapporto v_3/v_2, a condizione che la condensa formatasi sia stata allontanata.

Continuando a sottrarre calore, si potrebbe avere la condensazione totale del vapore (punto P_4).

Esaminiamo ora ciò che avviene in un recipiente (uguale a quello dianzi considerato) contenente dell'aria umida non satura, allorché si comprime quest'ultima isotermicamente (per esempio, alla temperatura t_1 del punto P_1).

Durante la compressione isotermica sia l'aria che il vapore subiscono una riduzione di volume; però, mentre la pressione parziale dell'aria può aumentare indefinitamente, la pressione parziale del vapore aumenta solamente fino al valore p_1 (pressione del vapore saturo alla temperatura t_1 della miscela). Continuando la compressione isotermica, la pressione parziale del vapore rimane costante, ma incomincia a condensare parte del vapore contenuto nell'aria compressa.

In pratica, com'è noto, la compressione non è mai isotermica ma politropica, cioè simile all'adiabatica.

In tale caso, la compressione comporta un sensibile aumento di temperatura dell'aria, per cui non si ha alcuna separazione di condensa nel compressore (la capacità dell'aria di trattenere umidità aumenta sensibilmente con la temperatura: difatti, il contenuto di vapore d'acqua di saturazione raddoppia per ogni aumento di temperatura di 11°C circa).

Una separazione – sia pure parziale – avviene però nei refrigeratori intermedi (tra le fasi di compressione di un compressore polistadio), nel refrigeratore finale e nella rete di distribuzione dell'aria.

La temperatura di raffreddamento alla quale l'aria umida compressa inizia a depositare condensa è, a parità di pressione dell'aria compressa e di condizioni termo-igrometriche dell'aria aspirata, la stessa temperatura t_1 considerata nell'esperienza condotta con il recipiente a stantuffo.

Tale temperatura è chiamata *temperatura di rugiada* (o *punto di rugiada*) dell'aria compressa alla pressione considerata (va notato che per ogni pressione esistono infiniti punti di rugiada, in relazione alle caratteristiche termo-igrometriche dell'aria aspirata).

La formazione di condensa nella rete deve essere impedita il più possibile, in quanto la condensa, trascinata dall'aria alle utenze, può provocare degli inconvenienti, quali corrosioni delle tubazioni ed apparecchiature, aumenti delle spese di manutenzione, ecc. (12).

Al fine di impedire il verificarsi di tali inconvenienti, risulta quindi opportuno eliminare, a monte dell'immissione dell'aria compressa in rete, la condensa formatasi nell'aria stessa.

Prima di descrivere i vari metodi usati nella pratica per questo scopo, richiamiamo alcune nozioni relative al calcolo dei quantitativi di condensa ottenibili per compressione e raffreddamento dell'aria.

Per tale calcolo si suole usare il diagramma psicrometrico dell'aria compressa (fig. 38.31).

Il diagramma è diviso in due parti da un segmento verticale YY', sul quale sono segnate le quantità di vapore (in g vap/m^3 di *aria libera*) contenute nell'aria.

La parte di sinistra si riferisce all'aria atmosferica aspirata da un compressore. La parte di destra si riferisce all'aria compressa satura di vapore.

Sull'asse delle ascisse sono riportate:
– per la parte di sinistra: le umidità relative (u.r. ovvero φ);
– per la parte di destra: le pressioni in bar dell'aria compressa nel refrigeratore.

Il diagramma contiene inoltre, in entrambe le parti, delle rette oblique rappresentanti le isoterme. Quelle della parte destra sono "isoterme di saturazione", vale a dire rappresentano in ogni punto un tipo di aria compressa contenente vapore saturo, cioè vapore atto a condensare a seguito di un qualsiasi raffreddamento.

Va notato che sia per la parte di sinistra sia per la parte di destra, i contenuti di vapore di saturazione dell'aria compressa sono leggibili sull'asse YY' e sono misurati in grammi di vapore per m^3 di aria libera.

Illustriamo l'uso del diagramma con alcune considerazioni:
– l'aria libera avente t = 20°C, u.r. = 70% è rappresentata dal punto A, incrocio tra l'i-

(12) Ad esempio, se l'aria compressa è destinata a operazioni di verniciatura, la qualità di quest'ultima scade notevolmente per la presenza di acqua e di olio. Nei trasporti pneumatici e nella sabbiatura si formano intasamenti che possono provocare interruzioni di lavoro. Nelle operazioni di soffiaggio e pulizia di pezzi lavorati con macchine utensili, l'aria umida provoca l'ossidazione dei pezzi.

soterma 20°C e la verticale 70%, ed ha un contenuto di vapore (umidità assoluta) pari a x ≈ 12 g vap/m³ d'aria;

- l'umidità assoluta occorrente per saturare l'aria a 20°C è l'ordinata del punto A^I, incrocio tra l'isoterma 20°C e l'asse YY' ($x_{satur.}$≈17 g/m³ d'aria);
- a partire da A, si tracci un'orizzontale verso destra; tale orizzontale incrocia:
  la verticale 1 bar nel punto A^{II};
  la verticale 1,5 bar nel punto A^{III};
  la verticale 4 bar nel punto A^{IV};
  la verticale 7 bar nel punto A^V;
- nel punto A^{II} passa l'isoterma 26°C, vale a dire: l'aria compressa a 1 bar, ottenuta da aria libera avente x = 12 g/m³ di aria, ha una temperatura di rugiada (o punto di rugiada, P.R.) di 26°C; in altre parole, il quantitativo di 12 g vap/m³ è in grado di saturarla; tale aria compressa può quindi separare sotto forma di condensa – a seguito di raffreddamento – parte del vapore contenuto alla temperatura di 26°C (mentre non separa condensa a temperature superiori a 26°C);
- nel punto A^{III} passa l'isoterma 30°C: cioè l'aria compressa a 1,5 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 30°C;
- nel punto A^{IV} passa l'isoterma 43°C: cioè l'aria compressa a 4 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 43°C;
- nel punto A^V passa l'isoterma 54°C: cioè l'aria compressa a 7 bar, ottenuta da aria libera con x = 12 g/m³, ha un P.R. di 54°C;
- l'aria libera a 0°C è satura quando contiene circa 4,8 g vap/m³ di aria (punto M di incrocio tra l'isoterma 0°C e l'asse YY'), vale a dire il quantitativo di circa 4,8 g/m³ di aria è capace di saturare l'aria libera a 0°C, ovverosia il P.R. dell'aria libera contenente circa 4,8 g vap/m³ di aria è 0°C.

Si voglia ora conoscere il P.R. dell'aria compressa a 4 bar ottenuta dalla suddetta aria libera satura a 0°C (contenente cioè 4,8 g di vapore/m³ di aria).

Per il punto M si tracci un'orizzontale sino ad incrociare l'isobara verticale 4 bar. Il punto M' di intersezione individua l'isoterma 26°C, che è il P.R. richiesto.

Analogamente, si può ricavare il P.R. dell'aria compressa a 7 bar ottenuta dalla suddetta aria libera a 0°C: tale P.R. è individuato da M".

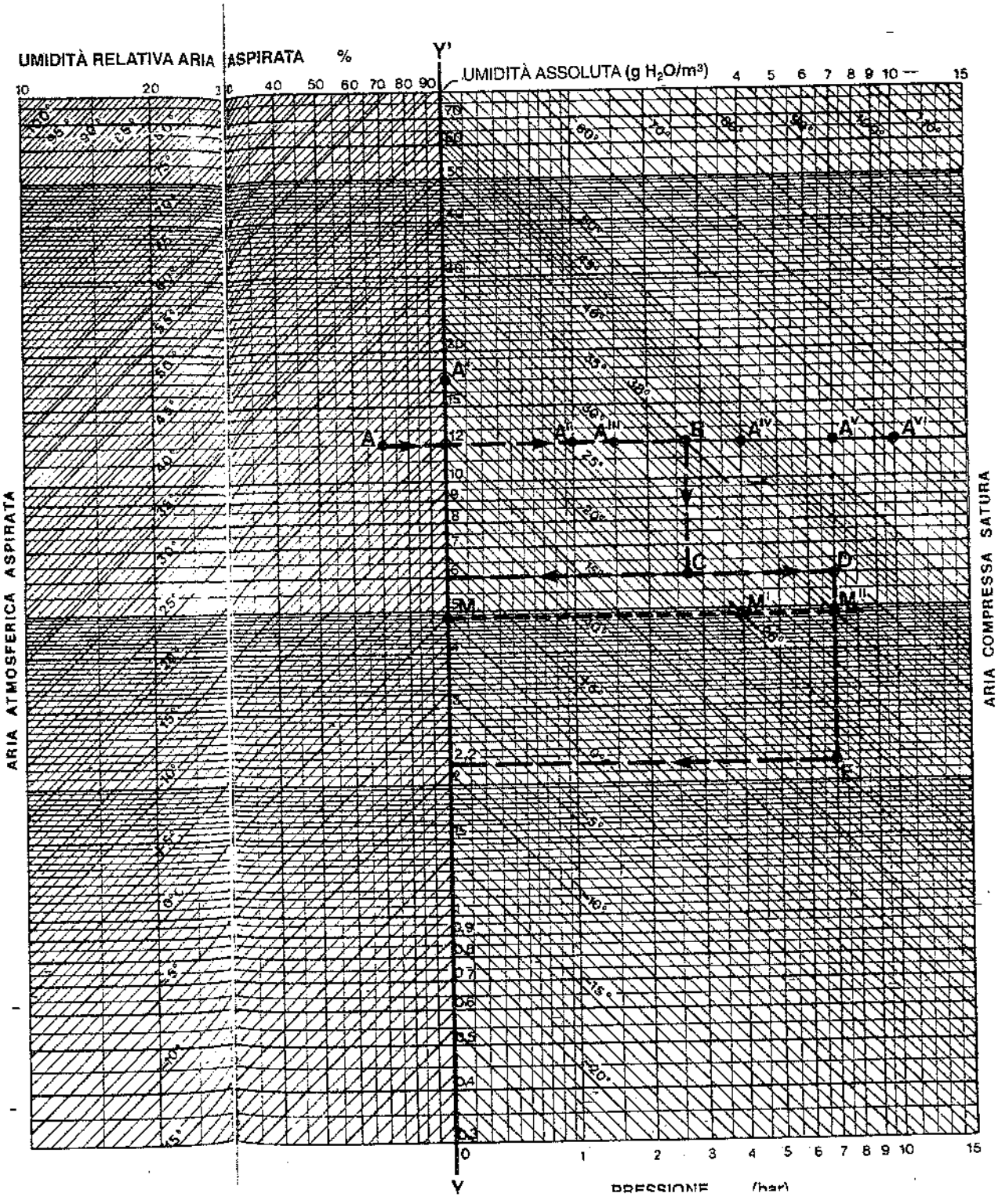


Fig. 38.31 – Diagramma psicrometrico dell'aria compressa. Sui segmenti obliqui sono indicate le temperature al bulbo secco dell'aria aspirata e compressa. Sull'asse Y-Y' è indicata l'umidità assoluta dell'aria aspirata (grammi di vapore d'acqua per metro cubo di aria libera).

Si riporta la tab. 38.III, nella quale sono indicati, per diversi contenuti di g vap/m³ di aria libera, i punti di rugiada dell'aria libera e della corrispondente aria compressa a 5–8–11 bar-a.

Tabella 38.III – Vapore d'acqua contenuto nell'aria in condizioni di saturazione, per differenti temperature di rugiada e pressioni.

Temperatura aria libera (p=1 bar-a) aspirata dal compressore	Vapore d'acqua nell'aria libera satura (*)	Punti di rugiada dell'aria compressa ottenuta da aria libera satura		
		p=5 bar-a	p=8 bar-a	p=11 bar-a
+ 50 °C	82,3	89 °C	104 °C	113 °C
+ 45 °C	64,9	83 °C	96 °C	106 °C
+ 40 °C	50,7	77 °C	89 °C	99 °C
+ 35 °C	39,3	70 °C	83 °C	91 °C
+ 30 °C	30,1	64 °C	75 °C	84 °C
+ 25 °C	22,8	57 °C	68 °C	76 °C
+ 20 °C	17,2	51 °C	61 °C	69 °C
+ 15 °C	12,7	44 °C	54 °C	61 °C
+ 10 °C	9,4	38,5 °C	48 °C	55 °C
+ 5 °C	6,8	32 °C	41 °C	48 °C
0 °C	4,9	26 °C	35 °C	41 °C
− 5 °C	3,2	19 °C	27 °C	32,5 °C
− 10 °C	2,15	12 °C	20 °C	25 °C
− 15 °C	1,40	5 °C	13 °C	18 °C
− 20 °C	0,88	− 1 °C	6 °C	10,5 °C
− 25 °C	0,55	− 7 °C	− 1 °C	− 3 °C
− 30 °C	0,33	−13 °C	− 7 °C	− 3 °C
− 35 °C	0,20	−18 °C	− 13 °C	− 9,5 °C
− 40 °C	0,12	−24 °C	− 19 °C	−15,5 °C
− 45 °C	0,065	−30 °C	− 25 °C	−22 °C
− 50 °C	0,038	− 35 °C	− 31 °C	−27,5 °C

N.B.: Poiché nella prima colonna si è considerata dell'aria libera in condizioni di saturazione, le temperature indicate nella colonna stessa sono anche le temperature di rugiada dell'aria libera.

(*) Grammi di vapore per metro cubo di aria libera.

Facciamo infine un esempio di calcolo delle quantità di umidità che si possono liberare da un impianto di aria compressa a seguito del raffreddamento della stessa.

Un compressore bistadio è dotato di due refrigeratori, uno intermedio tra gli stadi e l'altro finale dopo il secondo stadio. Le condizioni dell'aria lungo il ciclo di compressione-raffreddamento sono quelle indicate sullo schema di fig. 38.32, dal quale si rileva:

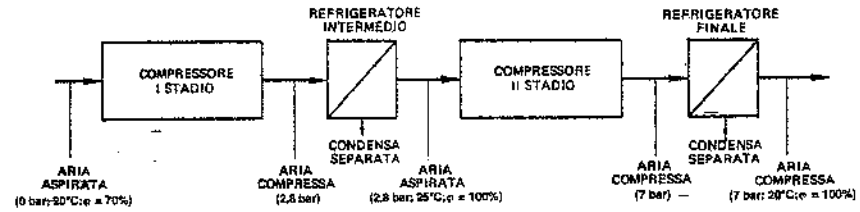


Fig. 38.32 – Schema di compressore bistadio con due refrigerazioni dell'aria.

a) condizioni dell'aria all'aspirazione del I stadio:
   p = 0 bar; t = 20°C; φ = 70%;
b) pressione dell'aria compressa all'uscita del I stadio: 2,8 bar;
c) condizioni dell'aria compressa all'uscita del refrigeratore intermedio ed all'entrata del II stadio (prescindendo dalle perdite di carico attraverso il refrigeratore):
   p = 2,8 bar; t = 25°C; φ = 100%;
d) pressione dell'aria compressa all'uscita del II stadio: 7 bar;
e) condizioni dell'aria compressa all'uscita del refrigeratore finale ed all'immissione in rete (prescindendo dalle perdite di carico):
   p = 7 bar; t = 20°C; φ = 100%.

Individuiamo ora sul diagramma di fig. 38.31 i punti rappresentativi delle varie condizioni dell'aria lungo il ciclo.

Le condizioni a) sono rappresentate dal punto A, incrocio tra l'isotermica + 20°C e la verticale corrispondente a φ = 70%.

L'ordinata di A, letta sull'asse YY', dà x = 12 g/m³ di aria (umidità specifica o assoluta dell'aria aspirata).

Il punto B, incrocio tra la retta orizzontale relativa al valore di ordinata x = 12 g/m³ e la verticale corrispondente alla pressione dell'aria uscente dal I stadio, individua l'isotermica + 38°C circa, che è la temperatura di rugiada dell'aria uscente dal I stadio ed entrante nel refrigeratore intermedio.

Il punto C, incrocio tra la verticale relativa alla pressione dell'aria uscente dal refrigeratore intermedio e l'isotermica +25°C (temperatura dell'aria uscente dal refrigeratore intermedio), permette di determinare sull'asse YY' l'umidità assoluta (x = 6 g/m³ di aria aspirata) dell'aria uscente dal suddetto refrigeratore.

Il punto D, incrocio tra la retta orizzontale relativa al valore di ordinata x = 6 g/m³ e la verticale corrispondente alla pressione dell'aria uscente dal II stadio, individua l'isotermica +37°C circa, che è la temperatura di rugiada dell'aria uscente dal II stadio ed entrante nel refrigeratore finale.

Il punto E, incrocio tra la verticale relativa alla pressione dell'aria uscente dal refrigeratore e l'isotermica +20°C (temperatura dell'aria uscente dal refrigeratore finale) permette di determinare sull'asse YY' l'umidità assoluta (x = 2,2 g/m³ di aria aspirata) dell'aria uscente dal suddetto refrigeratore.

Concludendo, la condensa che viene separata nell'impianto considerato risulta:

– nel refrigeratore intermedio:
(12–6) g/m³ = 6 g/m³ di aria aspirata;
– nel refrigeratore finale:
(6–2,2) g/m³ = 3,8 g/m³ di aria aspirata;
– complessivamente:
(6+3,8) g/m³ = 9,8 g/m³ di aria aspirata.

38.7. SISTEMI DI ESSICCAZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

L'aria compressa che fuoriesce dal post-refrigeratore e dal serbatoio-polmone, normalmente installati a valle del compressore, ha di solito un punto di rugiada non inferiore a 30°C. Di conseguenza, l'aria immessa in rete a tale temperatura (per esempio, in un ambiente alla temperatura di circa 20°C) dà luogo alla formazione di non trascurabili quantità di condensa dentro la rete di distribuzione, per condensazione del vapor d'acqua ancora contenuto nell'aria. Al fine di evitare tale fenomeno, si ricorre ad impianti di essiccamento che riducono ulteriormente l'umidità contenuta nell'aria compressa.

I sistemi di essiccazione utilizzati in pratica sono del tipo a *refrigerazione*; ad *adsorbimento*; a *deliquescenza*; *misti* o *combinati*.

Essiccatori a refrigerazione

Si basano sul principio che la quantità di condensa separata aumenta con l'abbassamento della temperatura. Per realizzare un raffreddamento spinto, si impiega un gruppo frigorigeno (13) costituito da un compressore, un condensatore e due scambiatori di calore (uno aria-aria e uno aria-fluido frigorigeno).

La fig. 38.33 schematizza un impianto di essiccazione mediante refrigerazione dell'aria, a due stadi: il primo stadio comprende un raffreddamento ottenuto facendo circolare in controcorrente aria proveniente dal secondo stadio, nel quale ha ceduto calore al fluido frigorigeno circolante in circuito chiuso.

L'aria esce da tali impianti alla temperatura di circa 20÷25°C e con un'umidità residua corrispondente a una temperatura di rugiada di 2-3°C: a tale temperatura, considerando una pressione di esercizio di 7 bar, il contenuto residuo di acqua è di circa 0,7 g/m³ di aria libera.

(13) L'impiego del gruppo frigorigeno può dar luogo, al verificarsi di particolari condizioni, a un inconveniente che vale la pena di evidenziare: qualora, per un motivo qualsiasi, venisse a mancare l'acqua di raffreddamento al condensatore, la temperatura del fluido frigorigeno potrebbe aumentare fino a raggiungere pressioni assai pericolose. Per prevenire tale evenienza, si prevede l'arresto automatico del compressore in mancanza di acqua di raffreddamento (analogamente a quanto avviene nei compressori dell'aria, i quali si fermano automaticamente quando si interrompe l'alimentazione dell'acqua di raffreddamento). Per maggior sicurezza, è consigliabile un allacciamento di emergenza a un'altra rete idrica (per esempio, quella antincendio); in alternativa, si installa una valvola che, in caso di pericolo, scarica il gas frigorigeno del compressore.

Fino agli anni Ottanta i fluidi frigorigeni più usati furono i freon R12 e R22. Peraltro, quando si appurò che i freon a molecola stabile (cioè priva di idrogeno) contribuivano alla riduzione della fascia di ozono stratosferico, la produzione e l'uso dei freon vennero progressivamente limitati. Attualmente si utilizzano freon idrogenati e privi di cloro (HFC), ammoniaca, idrocarburi (propano e butano).

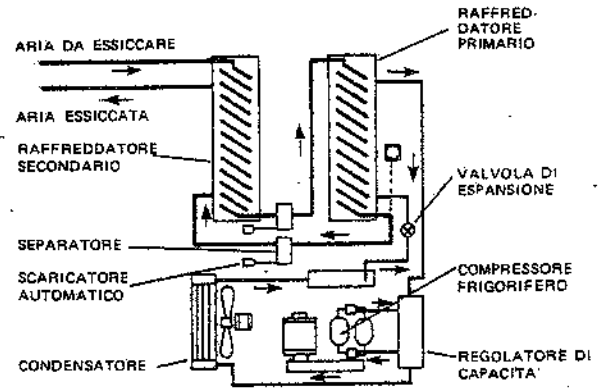


Fig. 38.33 – Schema di un impianto di essiccazione dell'aria compressa per refrigerazione.

Il raffreddamento dell'aria elimina anche le parti meno volatili dell'olio presente nell'aria. Restano però le parti volatili (difficili da condensare) che, se l'aria è destinata a meccanismi particolarmente delicati, occorre in qualche modo separare.

In questi casi, si ricorre o a filtri disoleatori installati in prossimità delle varie utenze o a un diverso impianto (centralizzato) di essiccamento, basato sul sistema ad adsorbimento, con il quale si raggiungono punti di rugiada molto più bassi: in entrambi i casi, le quantità residue di umidità e di vapori oleosi sono minori, ma il costo di esercizio è maggiore rispetto agli impianti a ciclo frigorigeno.

Essiccatori ad adsorbimento

Il principio su cui si basa l'essiccazione per adsorbimento consiste nel far passare l'aria proveniente dal refrigeratore finale attraverso un letto di materiale essiccante.

Come materiali essiccanti vengono in genere utilizzati l'allumina attivata, il gel di silice, il carbone attivo. Le principali proprietà di tali materiali sono le seguenti:
1) se vengono attraversati da aria umida, fermano (*adsorbono*) il vapore d'acqua e lasciano passare l'aria;
2) una volta saturi del vapore d'acqua assorbito, se sottoposti ad opportuni procedimenti di essiccazione (detti di *rigenerazione*), ritornano alla condizione di partenza, pronti ad adsorbire di nuovo l'umidità.

I punti di rugiada raggiungibili con questi essiccatori sono di –30÷–50°C a seconda della sostanza chimica impiegata, anche se nelle applicazioni industriali ci si ferma sovente a –20°C (questi punti di rugiada sono riferiti alla pressione di esercizio).

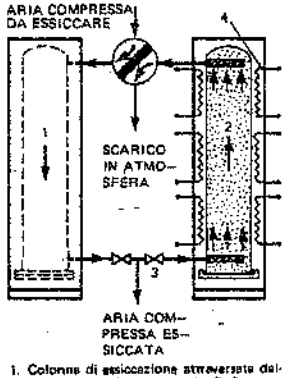
Un essiccatore ad adsorbimento è costituito da due colonne piene di materiale adsorbente, entrambe collegate con la condotta di alimentazione dell'aria umida e di mandata dell'aria secca. Mentre una colonna essicca l'aria compressa, l'altra viene rigenerata: a intervalli di tempo predeterminati, quando l'essiccante della prima colonna si è saturato e quello della seconda è completamente rigenerato, la funzione delle due colonne si inverte automaticamente, assicurando così un servizio continuativo.

Sono disponibili tre tipi di sistemi ad adsorbimento, differenziati dalla modalità di rigenerazione:
1) a caldo con spillamento di aria compressa essiccata (fig. 38.34);
2) a caldo con aria esterna alimentata da un ventilatore (fig. 38.35);
3) a freddo con spillamento di aria compressa essiccata (fig. 38.36);
4) a caldo con recupero di energia (fig. 38.37).

Il primo tipo si usa per portate fino a circa 10 m³/min; il secondo per portate superiori, nelle quali la perdita di aria secca, anche se percentualmente contenuta, non è tollerabile; il terzo per portate molto piccole; il quarto per ogni gamma di portata, ma con compressori non lubrificati (14).

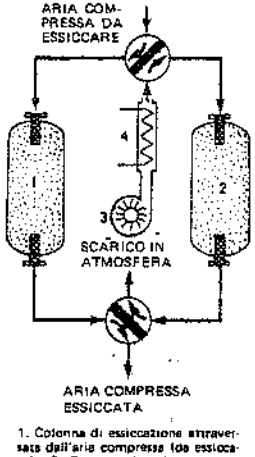
A monte dell'impianto si installa un filtro atto a trattenere le particelle d'olio trascinate dall'aria, le quali danneggerebbero l'adsorbente.

Un altro filtro è inoltre necessario a valle dell'essiccatore per impedire il trasporto della polvere di adsorbente nelle tubazioni di distribuzione dell'aria compressa.



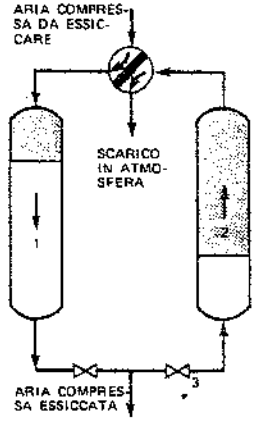
1. Colonne di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonne di essiccazione in rigenerazione - 3. Valvola aperta per spillamento di aria compressa essiccata - 4. Resistenza elettrica di riscaldamento.

Fig. 38.34 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria secca calda.



1. Colonna di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonna di essiccazione in rigenerazione - 3. Ventilatore di circolazione dell'aria atmosferica - 4. Scambiatore di calore (a resistenza elettrica oppure a fluido caldo).

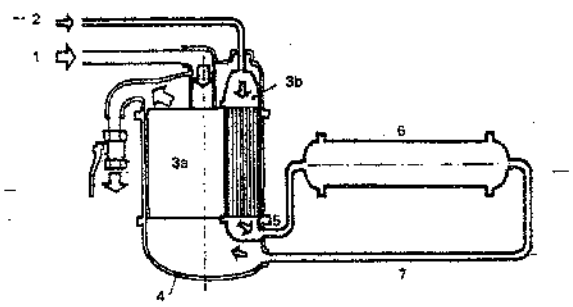
Fig. 38.35 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria atmosferica riscaldata.



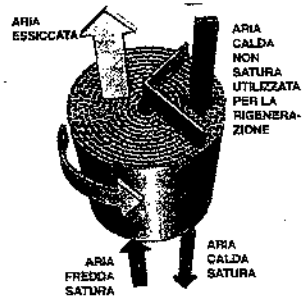
1. Colonna di essiccazione attraversata dall'aria compressa (da essiccare) - 2. Colonna di essiccazione in rigenerazione - 3. Valvola aperta per spillamento di aria compressa essiccata.

Fig. 38.36 – Essiccatore ad adsorbimento con rigenerazione mediante aria secca a freddo.

(14) L'essiccatore è costituito da un tamburo rotante in fibre di silicati od in silicagel sferoidale: tali fibre trattengono per adsorbimento l'umidità contenuta nell'aria; i tre quarti circa del tamburo rotante sono attraversati dalla maggior parte dell'aria compressa proveniente dal refrigeratore finale del compressore: tale aria viene pertanto essiccata: la restante portata d'aria compressa è prelevata prima del refrigeratore finale e fatta passare attraverso un settore dell'essiccatore destinato alla rigenerazione ovvero alla rimozione per evaporazione dell'umidità trattenuta nel materiale adsorbente; quest'aria - che si potrebbe definire di rigenerazione - è poi raffreddata in un apposito refrigeratore e successivamente miscelata, all'ingresso dell'essiccatore, con l'aria compressa proveniente dal refrigeratore finale del compressore.



1 – aria compressa già raffreddata da essiccare
2 – aria compressa non raffreddata
3a – tamburo rotante, settore di essiccamento
3b – tamburo rotante, settore di rigenerazione
4 – recipiente in pressione contenente i settori di essiccazione e di rigenerazione
5 – aria calda satura
6 – refrigeratore
7 – aria fredda satura



Particolare
del tamburo rotante suddiviso nei settori di essiccazione e di rigenerazione

Fig. 38.37 – Essiccatore ad adsorbimento a caldo con recupero di energia.

Essiccatori a deliquescenza

Gli impianti del tipo a deliquescenza si distinguono per semplicità di conduzione, richiedendo la ricarica del mezzo assorbente a lunghi intervalli di tempo. Hanno però prestazioni modeste e vengono in genere impiegati per abbassare di qualche grado il punto di rugiada di grandi masse di aria.

Detti impianti, schematizzati nella fig. 38.38, sono essenzialmente costituiti da un recipiente a pressione, all'interno del quale, sopra una piastra perforata di supporto, è contenuto il materiale deliquescente, vale a dire un composto chimico (in genere, cloruro di sodio o fosfato di calcio) che si scioglie lentamente a contatto con l'umidità contenuta nell'aria e che deve essere rinnovato periodicamente.

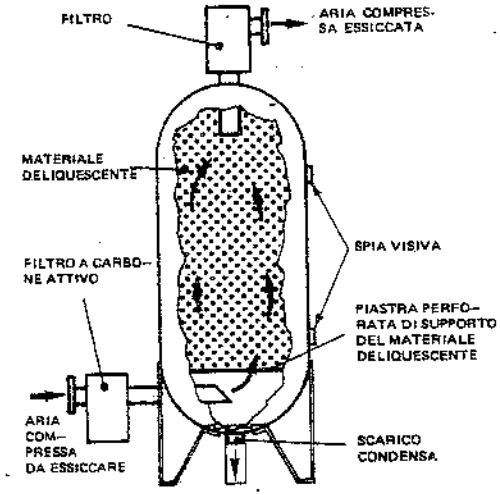


Fig. 38.38 – Schema di essiccazione a deliquescenza.

Nel risalire verso la tubazione di uscita, l'aria passa tra gli interstizi del materiale deliquescente che, essendo fortemente igroscopico, trattiene l'umidità, sciogliendosi gradualmente e depositandosi al fondo del serbatoio (periodicamente spurgato).

Con il vapore acqueo, il materiale deliquescente trattiene anche buona parte dei vapori oleosi passati attraverso il pre-filtro a carbone attivo, normalmente installato a

monte dell'impianto. Tale pre-filtro evita che una eccessiva presenza di vapori oleosi (superiori a 20 mg/Nm^3) acceleri lo sgretolamento del materiale deliquescente. A valle dell'impianto si installa un filtro atto a trattenere particelle di sostanze igroscopiche, notoriamente dotate di proprietà corrosive.

Il punto di rugiada dipende dalla temperatura dell'aria compressa: per aria a +30°C, il punto di rugiada a 7 bar è 0°C; per aria a +40°C e a 7 bar è di 8°C.

Il consumo di materiale deliquescente è di circa 1 kg ogni 10.000 Nm^3 di aria trattata. La capacità del serbatoio è di norma scelta in modo tale che la quantità di sostanza deliquescente assicuri alcuni mesi di esercizio continuativo. In ogni caso, qualora dall'apposita spia visiva risultasse che il materiale deliquescente è prossimo all'esaurimento, se ne prevede la ricarica durante un'interruzione del funzionamento dell'impianto di compressione.

Numerosi costruttori realizzano impianti di essiccazione che accoppiano i principî informatori dei sistemi dianzi descritti: per esempio, il sistema ad adsorbimento e quello a deliquescenza. L'adozione di tali impianti combinati dipende, in particolare, dalle esigenze di essiccazione e dalle portate da trattare.

A prescindere dal sistema di essiccazione adottato, è evidente che quanto più l'aria occorre secca e pulita, tanto più aumentano i costi cui si va incontro. Pertanto, il tipo di depurazione ed essiccamento dell'aria va scelto fra quelli sopra accennati in base alle esigenze delle utenze: in particolare, non conviene prevedere un impianto di essiccamento che raggiunga punti di rugiada non necessari in relazione agli impieghi cui l'aria compressa è destinata.

Come per i compressori, anche per gli impianti di essiccamento è necessario tenere presente, ai fini della scelta, le diverse voci di costo, e precisamente:

1) ammortamento;
2) consumo di energia (elettrica o termica);
3) perdita di carico;
4) manutenzione.

Alla fine degli anni Ottanta un apposito comitato europeo ha elaborato una raccomandazione che precisa le caratteristiche che dovrebbe avere l'aria compressa, definendo 5 livelli di qualità (v. tab. 38.IV): i parametri considerati sono la grandezza e la concentrazione delle particelle solide, l'olio residuo ed il punto di rugiada.

Tabella 38.IV – Qualità dell'aria compressa secondo la Pneurop 6611.

Livello di qualità	Granulometria μm	Concentrazione max mg/m^3	Olio residuo max mg/m^3	Punto di rugiada max °C
1	0,1	0,1	0,01	–40
2	1	1	0,1	–20
3	5	5	1,0	+2
4	40	non specificato	5	+10
5	non specificato	non specificato	2,5	non specificato

38.8. SALA COMPRESSORI

In linea generale, un impianto di produzione dell'aria compressa può essere schematizzato come in fig. 38.28.

Per le normali esigenze industriali, che richiedono aria compressa a 6÷7 bar, l'impianto di essiccamento è previsto per tutta l'aria prodotta, almeno fino ad un punto di rugiada di 2°÷3°C, salvo poi essiccare l'aria destinata a particolari utenze – quale può essere l'"aria strumenti" – anche fino a –20°C. In altri casi, si prevede l'essiccamento solo per la quota di aria che lo necessita.

È consigliabile prelevare l'aria al di fuori della sala compressori: ciò al fine di non provocare depressioni nella sala stessa e di risparmiare sul riscaldamento dell'aria ambiente. È importante che l'aria aspirata sia pulita e priva di impurità solide o gassose poiché polvere e gas corrosivi sono particolarmente dannosi (15). Inoltre, per ottenere la massima efficienza dei compressori, occorre che l'aria sia il più possibile fredda. Una diminuzione di temperatura di 3°C comporta un aumento del peso dell'aria aspirata e del volume dell'aria compressa di circa l'1%.

Per questa ragione, quando è possibile, la sala compressori viene disposta verso nord. Ad ogni modo, qualunque sia l'ubicazione della sala compressori, è opportuno dotare ogni compressore di un condotto per l'aspirazione dell'aria, comprendente un filtro (16) e una presa d'aria che talvolta incorpora un silenziatore (fig. 38.39). Il gruppo di aspirazione dell'aria deve essere dimensionato in modo che la caduta di pressione sia bassa: una caduta di pressione di 100 mm di colonna d'acqua nel gruppo di aspirazione, causa una riduzione dell'1% nella portata del compressore: ciò in quanto il peso dell'unità di volume di aria aspirata diminuisce con il diminuire della pressione.

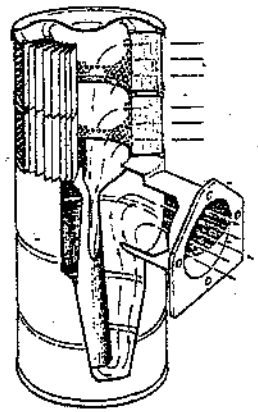


Fig. 38.39 – Silenziatore Venturi con filtro di carta.

Il filtro d'aria di un compressore deve soddisfare i seguenti requisiti fondamentali:

1. elevata efficienza di filtrazione;
2. capacità di raccogliere una notevole quantità di impurità senza diminuire l'efficienza di filtrazione (da tale capacità di accumulo dipendono gli intervalli di tempo fra successive pulizie);
3. bassa resistenza al passaggio dell'aria; questa resistenza varia a seconda del tipo di filtro: i filtri a bagno d'olio provocano una caduta di pressione fino a 150 mm di colonna d'acqua, mentre negli altri tipi è normalmente di 10÷50 mm;
4. costruzione robusta.

Normalmente il filtro viene sistemato il più vicino possibile al compressore.

I principali filtri usati negli impianti di compressione sono del tipo a labirinto umettati d'olio e, in casi particolari, a tessuto di panno o a bagno d'olio.

(15) A tale fine, si deve ubicare la sala compressori in una zona dello stabilimento dove l'aria sia meno inquinata; per potenzialità elevate, conviene sistemare i compressori in un edificio a parte, vicino alla cabina elettrica. Per motivi di conduzione e controllo, è anche consigliabile una sistemazione in prossimità della centrale termica o del reparto manutenzione.

(16) Poiché i piccoli compressori aspirano aria direttamente dalla sala compressori, il filtro di aspirazione dell'aria viene montato direttamente sulla macchina.

In zone particolarmente polverose, come nelle cave o nei cementifici, occorre installare un dispositivo pre-filtrante per ritardare l'intasamento del filtro.

Le sale compressori devono essere abbondantemente ventilate, al fine di ridurre – nella stagione estiva – eccessivi riscaldamenti provocati da motori e compressori (17): esse sono pertanto dotate di ampie finestre a *vasistas* applicate in posizione prossima al soffitto oppure di torrini di ventilazione.

La fig. 38.41 esemplifica la sistemazione planimetrica di una sala compressori.

Il layout della sala compressori deve essere studiato tenendo presenti le seguenti raccomandazioni:

- lasciare attorno ai compressori uno spazio sufficiente per i lavori di montaggio e manutenzione (a questi fini si installa un carroponte o un paranco di portata adeguata);
- prevedere la possibilità di potenziare in futuro la sala compressori con l'installazione di altre unità;
- consentire l'esclusione di uno o più compressori senza interrompere il funzionamento degli altri.

Nello studio della sistemazione planimetrica della sala compressori è necessario considerare la rumorosità dei compressori: tali macchine, infatti, superano sovente i livelli sopportabili dall'uomo (v. capitolo 51). Si devono pertanto prendere adeguati provvedimenti, quali: l'adozione di silenziatori sull'aspirazione; la chiusura delle macchine in cabine costruite con materiali atti a ridurre la trasmissione del rumore all'esterno; l'isolamento dei compressori in un apposito locale (sala compressori), nel quale gli addetti entrino solo in caso di necessità e utilizzando adeguati mezzi di protezione individuali.

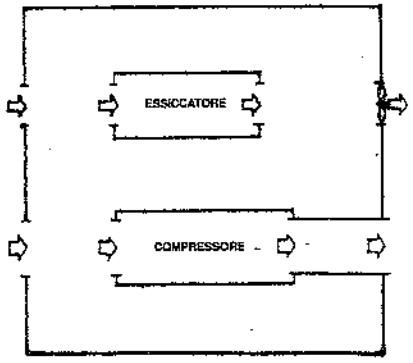


Fig. 38.40 – Accorgimenti per contenere il riscaldamento nei locali con compressori raffreddati ad aria: l'aria riscaldata dalle macchine è scaricata direttamente all'esterno.

(17) La ventilazione della sala compressori deve impedire che nel locale si raggiungano – durante la stagione estiva – temperature troppo elevate (al massimo si accettano 10°÷15°C in più rispetto alla temperatura esterna). La quantità di calore da sottrarre nell'unità tempo è espressa in percento della potenza all'asse dei compressori. La portata d'aria di ventilazione (in m^3/h) è data dalla

$$q = 3600 \cdot Q / c \cdot \Delta t$$

dove:

c = calore specifico dell'aria di ventilazione ($kJ/m^3 \cdot °C$);

Δt = aumento di temperatura ammesso per l'aria di ventilazione (al massimo 10÷15°C);

Q = potenza termica totale prodotta nell'unità di tempo dai macchinari, in kW = kJ/s: risulta $Q = \Sigma (1 - \eta_i) \cdot p_i$, essendo p_i la potenza assorbita, in kW, dalle varie macchine contrassegnate con l'indice i.

La fig. 38.40 schematizza una soluzione sovente adottata per evitare sovrariscaldamenti inaccettabili nella sala compressori in cui siano installate macchine raffreddate ad aria.

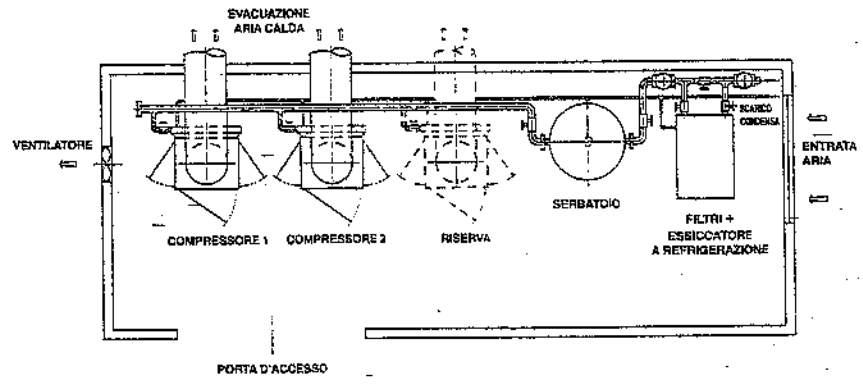


Fig. 38.41 – Sistemazione planimetrica di una sala compressori.

38.9. RETI DI DISTRIBUZIONE

Dalla sala compressori, l'aria compressa passa nella rete di distribuzione (18). Questa è in genere del tipo a maglie, cioè ad anello chiuso con collegamenti trasversali intercettabili per mezzo di valvole, del tipo a sfera o a flusso avviato, installate alle estremità (fig. 38.42). I tubi sono normalmente di acciaio. Quando si devono ser-

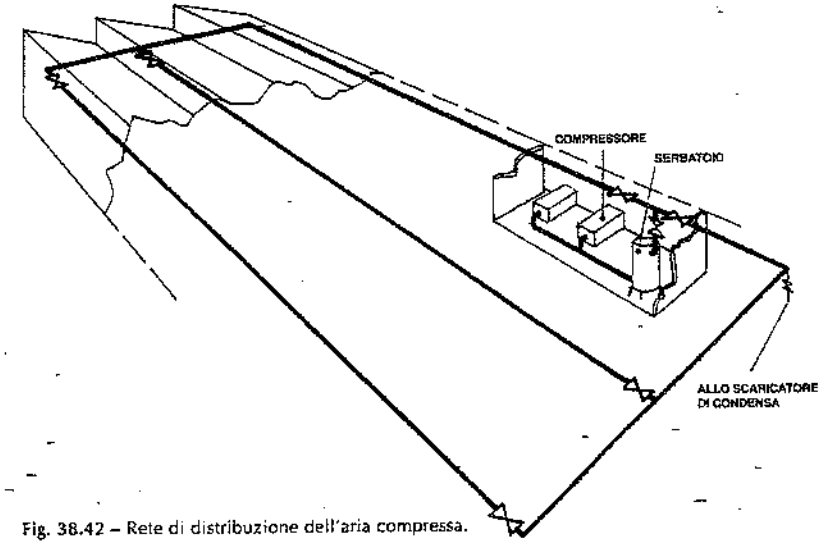


Fig. 38.42 – Rete di distribuzione dell'aria compressa.

(18) Immediatamente a valle di ogni compressore si installano una saracinesca ed una valvola di non ritorno: si utilizza la prima per l'eventuale intercettazione della macchina; la seconda impedisce il riflusso dell'aria compressa nel compressore, quando questo è fermo.

vire reparti o fabbricati separati fra di loro, le reti di questi sono alimentate dalla tubazione principale con derivazioni sulle quali si prevedono valvole di intercettazione. Nei reparti, per le derivazioni ad utenze non fisse (quali sono, ad esempio, certi utensili), si ricorre a valvole ad innesto rapido (fig. 32.72).

Al fine di evitare intasamenti dei tubi, dovuti alla presenza nell'aria di umidità residua, si realizza la rete con una pendenza compresa fra 0,2% e 0,5% nel senso del movimento dell'aria. Tutte le prese d'aria per le utenze partono dalla parte superiore del tubo di alimentazione (fig. 38.28), allo scopo di non prelevare la condensa eventualmente accumulatasi nelle tubazioni. A quest'ultimo proposito, è opportuno fare distinzione fra aria non essiccata ed aria essiccata.

a) Aria non essiccata

Quando l'aria non è trattata negli impianti di essiccazione, nei punti bassi della rete di distribuzione si installano speciali dispositivi per lo scarico dell'acqua di condensa. La fig. 38.43 illustra uno scaricatore di condensa; quest'ultima viene scaricata in fogna attraverso un imbuto che consente controlli visivi. Due saracinesche ed un *by-pass* assicurano la possibilità di scaricare in fogna la condensa anche quando il separatore è guasto o da revisionare.

La fig. 38.44 mostra la posizione in cui deve essere previsto il separatore nel caso di reti di distribuzione a reparti o fabbricati separati fra di loro, ma alimentati da un'unica tubazione principale.

Si comprende come tali separatori consentano un recupero di quota delle tubazioni (previste, come si è detto, in pendenza). Le dimensioni dei gruppi scaricatori dipendono dalla portata di aria e dalla pressione di questa.

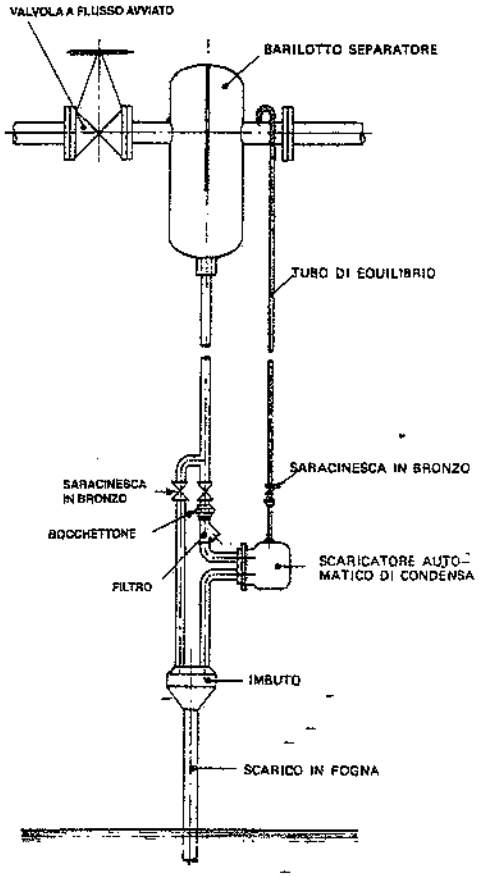


Fig. 38.43 – Scaricatore di condensa.

b) Aria essiccata

Quando l'aria è essiccata, non è più indispensabile prevedere lungo la rete gli scaricatori di condensa. Solo nel caso di utenze specifiche (ad esempio, impianti di verniciatura) o di industrie particolari (farmaceutica), si installano, a monte delle utenze stesse, filtri ceramici o a carbone per trattenere particelle solide (in genere di ruggine) eventualmente presenti nell'aria.

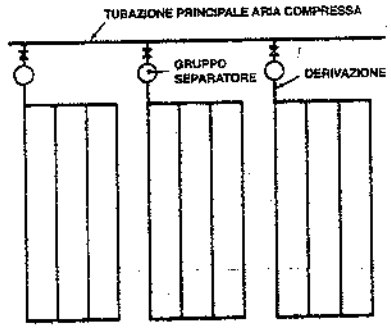


Fig. 38.44 – Schema delle derivazioni di reti secondarie dalla tubazione principale dell'aria compressa; si noti la presenza della saracinesca di intercettazione e del gruppo separatore (denominato correntemente *barilotto*).

c) Compressione con iniezione di olio

Consideriamo ora il caso che i compressori siano lubrificati o ad iniezione d'olio: come si è detto in precedenza, nella fase di compressione una parte dell'olio rimane nell'aria compressa, unitamente all'umidità presente nell'aria aspirata. A seguito del raffreddamento dell'aria compressa nel refrigeratore finale, dotato di separatore di condensa, buona parte di tale "miscela" acqua ed olio finemente emulsionata viene rimossa. Le attuali disposizioni legislative vietano lo scarico in fognatura di liquidi inquinati da oli, quali sono le condense che si formano durante la produzione di aria compressa. Pertanto, o si raccoglie la suddetta miscela in contenitori o vasche, per poi provvedere ad una depurazione, oppure si utilizzano dei separatori acqua/olio che garantiscano contenuti residui di oli al di sotto dei limiti di legge (10 mg di olio per litro di acqua scaricata). In tali separatori, un filtro a coalescenza aggrega le particelle di olio in gocce di maggiori dimensioni, che possono essere separate dall'acqua in conseguenza della differenza di peso specifico: l'olio sale in superficie e viene raccolto in un apposito recipiente, mentre l'acqua può essere scaricata in fognatura: la fig. 38.45 schematizza un impianto di compressione con iniezione d'olio attrezzato per separare l'olio dall'acqua di condensa.

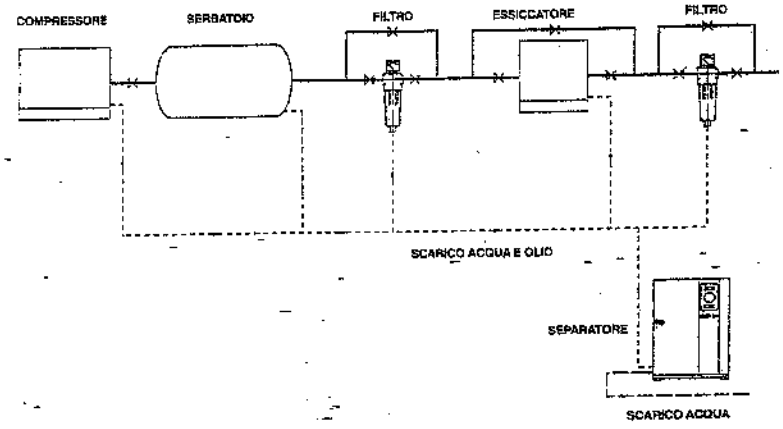


Fig. 38.45 – Modalità di separazione dell'olio dalla condensa nel caso di compressori lubrificati.

Talvolta, qualunque sia il tipo di compressori adottato, si installano appositi filtri immediatamente a monte di utenze particolarmente esigenti. Tali filtri o separatori di fine condensa sono di solito del tipo a coalescenza oppure ad adsorbenti solidi quali allumina attiva, gel di silice, carbone attivo, borosilicato. Poiché le capacità adsorbenti di tali materiali si riducono con l'uso, occorre procedere a una puntuale manutenzione.

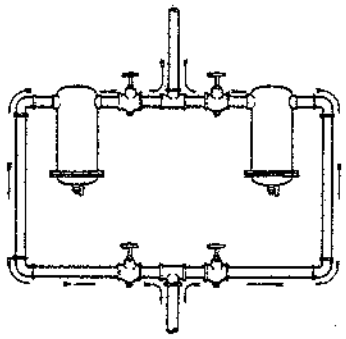


Fig. 38.46 – Installazione in parallelo di due separatori di condensa.

Al fine di assicurare la continuità di esercizio dei macchinari che utilizzano l'aria compressa, conviene installare in parallelo due separatori di fine condensa, di cui uno solo funzionante (fig. 38.46). È consigliabile installare tali separatori il più vicino possibile alle utenze dell'aria compressa, limitando al massimo la raccorderia a valle e prevedendo una valvola a monte per lo smontaggio o la riparazione dei filtri.

Progettazione delle reti di distribuzione

Il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni può essere effettuato applicando la formula:

$$\Delta p = 10^{-4} \lambda \gamma_a \frac{v^2}{2g} \frac{L}{D} \qquad (38.11)$$

dove:
Δp = caduta di pressione (bar);
λ = coefficiente di attrito del movimento dell'aria dentro tubi (19);
γ_a = peso dell'unità di volume di aria compressa (kg_f/m^3);
v = velocità media dell'aria (m/s);
D = diametro interno della tubazione (m);
L = lunghezza equivalente della tubazione (m).

Molti progettisti applicano la formula sperimentale:

$$\Delta p = 1{,}6 \cdot 10^8 \frac{Q^{1{,}85} \cdot L}{d^5 \cdot p_o} \qquad (38.12)$$

(19) I valori di λ si possono ricavare con le formule relative al moto dei fluidi in condotte circolari. Qui riportiamo la formula di Bradtke e Brabbée, valida per tubi mediamente scabri e per qualsiasi fluido e quindi anche per l'aria:

$$\lambda = \lambda_c + b/D$$

nella quale λ_c è il coefficiente di attrito per condotti a pareti lisce e $b = 2{,}9 \cdot 10^{-5} \cdot Re^{5{,}108}$. Il numero di Reynolds Re si può calcolare con la

$$Re = 66700 \cdot v \cdot D \cdot p_o/[1+0{,}008\,(t-15)]$$

essendo t(°C) la temperatura dell'aria all'interno della tubazione. La tab. 38.V fornisce valori utilizzabili per la valutazione del coefficiente di attrito λ.

dove, oltre ai simboli noti:
Q = portata d'aria (m^3/min);
d = diametro interno della tubazione (mm);
p_o = pressione iniziale (bar).

La lunghezza L' indicata nelle formule (38.10) e (38.11) comprende le resistenze accidentali dovute a variazioni di sezione e di direzione, valvole, diramazioni, ecc. Com'è noto, si tiene conto di tali perdite localizzate considerando *lunghezze equivalenti* di tubazione, le quali si aggiungono alla lunghezza effettiva dei tubi su cui le resistenze stesse sono localizzate. Le lunghezze equivalenti sono fornite da grafici o tabelle (v. ad esempio la tab. 38.VI). È evidente il vantaggio che deriva da curve di grande raggio e da raccordi senza brusche variazioni di direzione e di sezione.

In pratica, appositi diagrammi (fig. 38.47) forniscono le perdite di carico in funzione della portata d'aria, della pressione di questa, della lunghezza equivalente e del diametro dei tubi.

Valori indicativi per diametri e portate correnti, validi per tubazioni lunghe 100 m e per pressioni di 7 bar, si ricavano dalla tab. 38.VII.

Anche per le reti dell'aria compressa – come già per quelle dell'acqua – è possi-

Tabella 38.V – Valori del coefficiente d'attrito λ_o e del coefficiente b per tubi di acciaio convoglianti aria.

$v\,D\,p_o/[1+0{,}008\,(t-15)]$	Re	λ_o	$b \cdot 10^8$	$v\,D\,p_o/[1+0{,}008\,(t-15)]$	Re	λ_o	$b \cdot 10^8$
0,0450	3 000	0,0440	0,0680	0,90	60 000	0,0202	0,0950
0,0525	3 500	0,0421	0,0695	1,05	70 000	0,0195	0,0965
0,0600	4 000	0,0406	0,0705	1,20	80 000	0,0190	0,0980
0,0675	4 500	0,0393	0,0715	1,35	90 000	0,0184	0,0995
0,0750	5 000	0,0381	0,0720	1,50	100 000	0,0180	0,100
0,0900	6 000	0,0362	0,0740	1,80	120 000	0,0174	1,102
0,105	7 000	0,0348	0,0750	2,10	140 000	0,0168	0,104
0,120	8 000	0,0337	0,0760	2,40	160 000	0,0164	0,106
0,135	9 000	0,0326	0,0770	2,70	180 000	0,0160	0,107
0,150	10 000	0,0313	0,0780	3,00	200 000	0,0156	0,108
0,180	12 000	0,0300	0,0795	3,75	250 000	0,0150	0,111
0,210	14 000	0,0288	0,0810	4,50	300 000	0,0145	0,113
0,240	16 000	0,0278	0,0820	5,25	350 000	0,0141	0,115
0,270	18 000	0,0270	0,0830	6,00	400 000	0,0138	0,116
0,300	20 000	0,0262	0,0840	6,75	450 000	0,0135	0,118
0,375	25 000	0,0248	0,0860	7,50	500 000	0,0132	0,119
0,450	30 000	0,0238	0,0880	9,00	600 000	0,0129	0,122
0,525	35 000	0,0230	0,0895	10,5	700 000	0,0126	0,124
0,600	40 000	0,0222	0,0905	12,0	800 000	0,0123	0,126
0,675	45 000	0,0216	0,0920	13,5	900 000	0,0121	0,127
0,750	50 000	0,0210	0,0930	15,0	1 000 000	0,0119	0,128

Tabella 38.VI – Lunghezze equivalenti di alcune resistenze localizzate sulle reti dell'aria compressa (valori approssimativi per v=5÷15 m/s).

Tipo di resistenza	Lunghezza equivalente in metri di tubo						
	Diametro interno del tubo in mm						
	25	40	50	80	100	125	150
Valvola a flusso avviato	3-6	5-10	7-15	10-25	15-30	20-50	25-60
Valvole a diaframma	1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Saracinesca	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Gomito	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Curva R = d	0,3	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5
Curva R = 2d	0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
T	2	3	4	7	10	15	20
Riduzione	0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,5	4,0

bile applicare metodi di dimensionamento basati sul concetto della massima economia totale (v. capitolo 35).

In ogni caso, le velocità dell'aria nelle tubazioni non dovrebbero mai superare i 10÷15 m/s, mentre la perdita di carico massima fra compressore ed estremità della rete dovrebbe risultare contenuta entro 0,5 bar, ivi compresi 0,2 bar perduti nell'essiccatore.

In definitiva, si opera come segue. Punto di partenza è il fabbisogno massimo di aria compressa: si assume come tale la somma dei fabbisogni delle singole utenze, quindi si moltiplica tale somma per un coefficiente di riduzione (minore di 1) – il

Tabella 38.VII – Perdite di carico in tubazioni lunghe 100 m per alcuni valori del diametro e della portata (pressione dell'aria 7 bar).

Diametro del tubo, mm	25	40	55	70	80	90	100
Portata d'aria libera, m³/min	1,5	3	6	10	15	25	36
Caduta di pressione, bar	0,2	0,1	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08

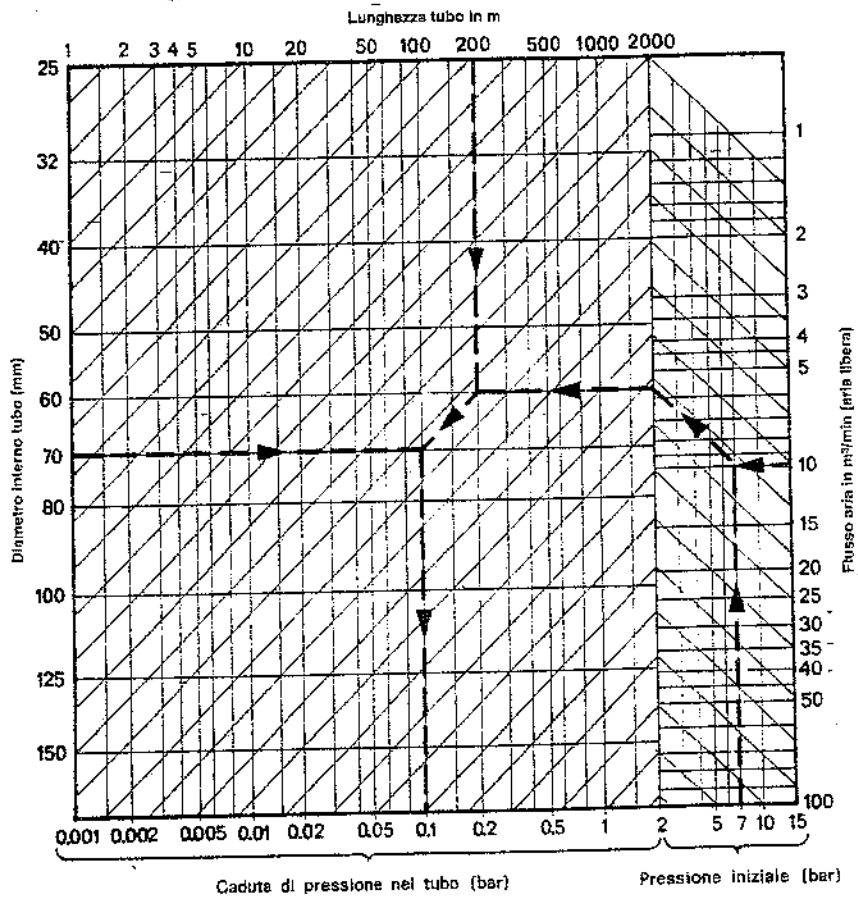


Fig. 38.47 – Nomogramma per la valutazione delle perdite di carico nelle reti dell'aria compressa.

cosiddetto coefficiente di contemporaneità – che tiene conto del fatto che non tutte le utenze dell'aria compressa funzionano contemporaneamente al massimo carico. La tab. 38.VIII fornisce, a titolo indicativo, i consumi di alcune attrezzature pneumatiche di uso corrente nell'industria. In questa fase, si devono considerare le perdite di aria, talvolta notevoli, che si verificano in corrispondenza dei vari servomezzi e di altri punti della rete (20).

(20) Le fughe di aria compressa si verificano nelle valvole di regolazione (riduttori di pressione) installate a monte degli utensili e delle attrezzature pneumatiche, nei raccordi, nelle valvole e così via. Anche in impianti ad esecuzione e manutenzione accurate, difficilmente le perdite sono minori del 12% della portata totale. In molti impianti esse raggiungono il 14÷18% e in alcuni (presse) anche il 30÷35%.

Tabella 38.VIII – Consumi medi di aria compressa allo stato normale di alcune utenze industriali.

Denominazione	Caratteristiche principali	Consumi (l/min)
Avvitatori pneumatici	per viti da 25 a 35 mm	900÷1350
Trapani pneumatici	per fori fino a ϕ 20 in acciaio	900÷1300
Smerigliatrici pneumatiche	mola ϕ 150 x 25 mm	1000÷1500
Sabbiatrici pneumatiche		1000÷1400
Pistole per verniciatura a spruzzo	medie	200÷300
Martelli pneumatici	medio-pesanti	500÷750
Paranchi pneumatici	da 150 a 1500 kg	700÷2000
Sollevatori per autocarri	stazioni di servizio	500÷700

Essendo note le pressioni dell'aria richieste alle utenze, risulta possibile determinare i diametri dei tubi e le perdite di carico nella rete.

Infine, si scelgono il tipo, il numero e le caratteristiche dei compressori.

Quando in uno stabilimento occorre aria compressa a pressioni differenti (ad esempio, a 3 – 7 – 25 bar) è indispensabile tenere separate le varie reti di alimentazione.

Per le pressioni di impiego corrente (7-8 bar) si usano tubi di acciaio commerciali (rivestiti esternamente nel caso in cui vengano interrati).

Per pressioni superiori a 15-16 bar conviene impiegare tubi di qualità e spessori maggiori (ciò anche se i tubi normali sono collaudati a pressioni di 40 bar: infatti, non sempre tali tubi sono di prima scelta ed esenti da difetti, per cui il loro impiego oltre 16 bar può diventare pericoloso).

Almeno nel primo tratto di rete e specialmente quando l'aria proviene da un impianto di essiccazione, conviene rivestire le tubazioni con isolamento antistillicidio.

38.10. BIBLIOGRAFIA

Atlas Copco, *Manuale dell'aria compressa*, Milano, Arti Grafiche Crespi & Occhipinti.
Ingersoll-Rand, *Compressed air and gas data*, Phillipsburg, C.W. Gibbs.
G. Colombo, *Manuale dell'ingegnere*, Milano, Hoepli.
Pneumofore, Robuschi, Hiross Denco, Bea filtri, *Cataloghi tecnici*.

39. Oli minerali

39.1. CLASSIFICAZIONE

La lavorazione, l'immagazzinamento, il trasporto e l'impiego degli oli minerali sono regolati dal decreto ministeriale 31 luglio 1934 ("Approvazione delle norme di sicurezza per la lavorazione, l'immagazzinamento, l'impiego e la vendita di oli minerali, e per il trasporto degli oli stessi") e successive norme integrative.

Tale decreto classifica gli oli minerali in tre categorie:

Categoria A, liquidi i cui vapori possono dare luogo a scoppio: derivati dal petrolio e liquidi aventi un punto d'infiammabilità inferiore a 21°C (petroli greggi per raffinazione, etere di petrolio, benzine); benzolo ed etere solforico;

Categoria B, liquidi infiammabili: petrolio raffinato e liquidi aventi un punto di infiammabilità fra 21°C e 65°C (acqua ragia minerale e alcoli);

Categoria C, liquidi combustibili: oli minerali combustibili; liquidi aventi un punto di infiammabilità da oltre 65°C a 125°C; oli minerali lubrificanti con un punto di infiammabilità superiore a 125°C.

Fra le varie specie di liquidi, è stata definita un'equivalenza numerica: così fra benzina, petrolio, oli combustibili e oli lubrificanti, tale equivalenza è rappresentata rispettivamente dai numeri 1, 10, 40 e 60.

A titolo di esempio, se un deposito contiene 20 m^3 di benzina, 100 m^3 di petrolio, 1000 m^3 di oli combustibili e 2400 m^3 di oli lubrificanti, esso equivale a un deposito di sola benzina della capacità di

$$20 + \frac{100}{10} + \frac{1000}{40} + \frac{2400}{60} = 95 \text{ m}^3$$

Lo stesso decreto 31 luglio 1934 distingue i depositi degli oli minerali in *classi*, in relazione alla natura dei liquidi che contengono, al grado di pericolo che presentano ed alla capacità effettiva dei serbatoi (1).

(1) La capacità effettiva si considera pari al 95% del volume totale nel caso dei serbatoi interrati ed al 90% nel caso dei serbatoi fuori terra.

Categorie A e B (2):

Classe 1ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale superiore a 3500 m³;
Classe 2ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale 301÷3500 m³;
Classe 3ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati; capacità totale 101÷300 m³;
Classe 4ª: Depositi con soli serbatoi interrati; capacità totale 16÷100 m³;
Classe 5ª: Depositi di capacità totale 16÷75 m³ di merce imballata;
Classe 6ª: Serbatoi interrati per distributori di carburanti; capacità fino a 25 m³;
Classe 7ª: Depositi di capacità 2÷15 m³ di merce imballata (benzina).

Categoria C (3):

Classe 8ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati o magazzini di merce imballata; capacità totale superiore a 1000 m³;
Classe 9ª: Depositi con serbatoi fuori terra o interrati, oppure magazzini di merce imballata; capacità totale 25÷1000 m³;
Classe 10ª: Serbatoi interrati per distributori di carburanti; capacità fino a 15 m³ negli abitati e 25 m³ fuori città.

Se il deposito comprende liquidi di categorie differenti *(deposito misto)*, la potenzialità va equiparata a quella del liquido più pericoloso attraverso l'equivalenza fra le varie specie di liquidi. Il quantitativo risultante individua la classe del deposito.

La normativa sui depositi di oli minerali impone che i dispositivi di sicurezza e degli altri apparecchi, nonché i prodotti innovativi, siano approvati dal ministero dell'interno tramite gli organi centrali del corpo nazionale dei vigili del fuoco (D.M. 24 febbraio 1995).

39.2. MODALITÀ COSTRUTTIVE DEI FABBRICATI E DISTANZE DI SICUREZZA

Il già citato decreto ministeriale detta pure norme sulle modalità costruttive dei fabbricati per stabilimenti e magazzini dove si producono, manipolano o conservano oli minerali.

Tali fabbricati devono essere costruiti con materiali incombustibili e resistenti al fuoco; avere chiusure a saracinesca, a scorrimento o a battenti apribili verso l'esterno; sfiatatoi del tipo a trappola, in basso; aeratori provvisti di griglia metallica, in alto; le soglie (esclusi i locali per oli lubrificanti) vanno innalzate di almeno 20 cm rispetto al pavimento (che può essere costruito in cemento o legno duro non assorbente, ma non in metallo, pietra o bitume).

I vari fabbricati di uno stesso impianto devono essere disposti in modo da consentire un facile isolamento in caso di incendio, il che può ottenersi prevedendo spazi liberi di sufficiente larghezza oppure muri tagliafuoco (4).

(2) Le capacità indicate si riferiscono alla categoria A (benzine); il quantitativo equivalente della categoria B si può calcolare con i numeri 1 e 10.

(3) Le capacità indicate per la categoria C riguardano gli oli combustibili; il quantitativo equivalente di oli lubrificanti si ottiene con i numeri 40 e 60.

(4) Come già detto nel capitolo 37, i muri tagliafuoco devono essere: spessi almeno 26 cm se costruiti in mattoni pieni intonacati o 16 cm se in calcestruzzo; sopraelevati di 50 cm oltre gli spioventi della copertura; privi di aperture o con aperture protette da porte tagliafuoco a chiusura automatica (figg. 13.38 e X.15).

I depositi di oli minerali devono essere circondati da un recinto in materiale incombustibile, privo di aperture (salvo l'ingresso) e alto almeno 2,50 m sul piano campagna esterno. La distanza minima di fabbricati e serbatoi da tale recinto (nota come *zona di protezione*) dipende dalla classe del deposito ed è riportata nella tab. 39.I. La stessa distanza deve anche intercedere tra serbatoi fuori terra disposti su più linee.

Di norma, in uno stesso impianto, i liquidi delle singole categorie devono essere depositati e travasati in locali distinti per categoria, separati o da una distanza uguale alla metà della *zona di protezione* riferita alla classe del deposito più pericoloso o da muri tagliafuoco.

Infine, il decreto ministeriale sopracitato precisa le distanze che devono intercorrere fra stabilimenti e magazzini di oli minerali ed i fabbricati esterni (cioè situati fuori del recinto di cui si è detto sopra) destinati ad uso di abitazione, servizi pubblici, attività industriali, nonché ferrovie e tranvie (5).

Anche tali distanze (denominate *distanze di rispetto*) sono indicate nella tab. 39.I.

39.3. IMPIANTI ELETTRICI

Le installazioni elettriche e le protezioni contro le scariche atmosferiche attinenti agli impianti in esame richiedono un attento controllo in quanto possono costituire un serio pericolo.

Gli impianti elettrici per illuminazione e forza motrice, inclusi i motori, devono essere del tipo a sicurezza secondo le dettagliate prescrizioni della norma CEI 64-2.

La protezione contro le scariche atmosferiche deve ottemperare alle norme CEI 81-1.

Le linee elettriche aeree non devono passare superiormente ai locali di travaso e di deposito, nonché ai bacini di contenimento di liquidi infiammabili.

39.4. SERBATOI INTERRATI

I *serbatoi interrati (o seminterrati)* sono in genere di acciaio (spessore minimo delle lamiere 5mm) e di forma cilindrica, ad asse orizzontale. Solo per gli oli combustibili ed i lubrificanti sono ammessi serbatoi in cemento armato.

I serbatoi metallici (fig. 39.1) sono solitamente disposti su una platea di ghiaia o meglio sopra selle di cemento armato, ad una profondità tale che la generatrice superiore risulti a non meno di 1m dal terreno soprastante. La terra circostante e sovrastante il serbatoio deve essere stipata a pressione.

La distanza minima tra i serbatoi interrati è di 0,50 m.

Il serbatoio deve essere munito di valvola automatica di pressione e depressione per liquidi delle categorie A e B; semplice tubo di sfogo dei vapori (alto almeno 2,50 m da terra o dalle aperture più vicine) per liquidi della categoria C.

Intorno al passo d'uomo deve essere costruito un pozzetto stagno, coperto da

(5) In particolare, è vietato l'impianto di qualsiasi manufatto a meno di 3 m dal confine con strade nazionali e provinciali, nonché dalla sponda di fiumi e canali navigabili. Rispetto alle ferrovie si deve prevedere una distanza minima di 20 metri (misurata a partire dalla rotaia più vicina).

Tabella 39.1 – Zone di protezione e distanze di rispetto.

Classe del deposito	Caratteristiche degli impianti	Categoria dei liquidi	Zona di protezione (m)	Distanza di rispetto tra i fabbricati esterni e il perimetro dei serbatoi (m)	Distanza di rispetto tra i fabbricati esterni e il perimetro dei magazzini di liquidi e dei locali di travaso (m)
Classe 1[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	20	75	25
		Cat. B	10	50	15
	b) Depositi con serbatoi fuori terra: sicurezza di 3° grado	Cat. A	10	50	25
		Cat. B	5	35	15
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	10	37,50	25
		Cat. B	5	25	15
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	5	25	25
		Cat. B	5	15	15
Classe 2[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	15	60	25
		Cat. B	5	40	15
	b) Depositi con serbatoi fuori terra; sicurezza di 3° grado	Cat. A	10	37,50	25
		Cat. B	5	25	15
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	10	25	25
		Cat. B	5	15	15
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	5	15	25
		Cat. B	5	10	15
Classe 3[a]	a) Depositi con serbatoi fuori terra; ordinari	Cat. A	10	50	15
		Cat. B	5	25	10
	b) Depositi con serbatoi fuori terra; sicurezza di 3° grado	Cat. A	5	15	15
		Cat. B	5	10	10
	c) Depositi con serbatoi fuori terra, oppure interrati; sicurezza di 2° grado	Cat. A	5	10	15
		Cat. B	5	7	10
	d) Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A	3	5	15
		Cat. B	3	4	10
Classe 4[a]	Depositi con serbatoi interrati; sicurezza di 1° grado	Cat. A e B	2	3	5
Classe 5[a]	Depositi di merce imballata; sicurezza di 2° grado	Cat. A e B	5	–	15
Classe 6[a]	Serbatoi interrati per distributori di benzina e miscele; sicurezza di 1° grado	Cat. A	–	(*)	–
Classe 7[a]	Depositi di merce imballata; sicurezza di 2° grado	Cat. A e B	–	–	
Classe 8[a]	Depositi con serbatoi fuori terra, o interrati, oppure magazzini di merce imballata	Cat. C	3	4	5
Classe 9[a]	Depositi con serbatoi fuori terra, o interrati, oppure magazzini di merce imballata	Cat. C	1,50	2	3
Classe 10[a]	Serbatoi interrati per distributori di residui distillati	Cat. C	–	–	–

(*) Tra il perimetro dei serbatoi di questa classe e gallerie, cavi elettrici, tubi di gas e simili, deve esserci una distanza di almeno 1 m

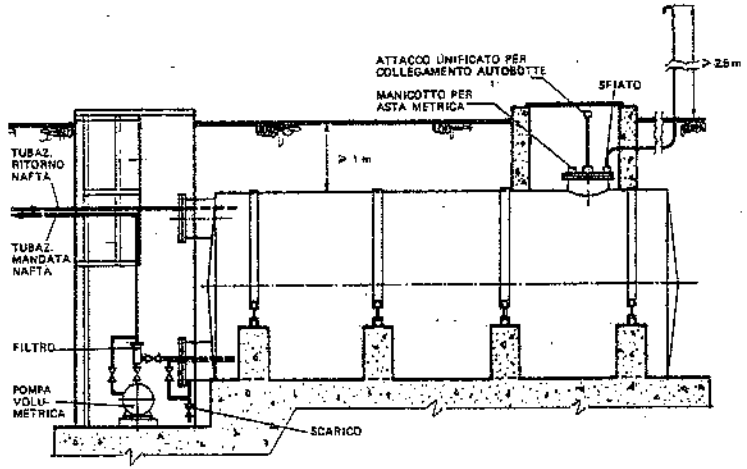


Fig. 39.1 – Esempio di sistemazione di un serbatoio interrato.

chiusino metallico provvisto di serratura a chiave. I bordi del pozzetto devono essere tenuti almeno 10 cm più alti del terreno circostante per evitare le infiltrazioni di acqua.

All'interno dei serbatoi deve essere installata una scala alla marinara per le operazioni di manutenzione.

39.5. SERBATOI FUORI TERRA

La distanza minima fra *serbatoi fuori terra* deve essere uguale alla zona di protezione. Se però i serbatoi stanno su una sola linea, tale distanza può ridursi alla metà: in ogni caso, non deve risultare inferiore a 1,50 m (questo intervallo è da considerare normale per i serbatoi di oli lubrificanti).

I serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A e B, necessariamente di tipo metallico, ad asse verticale, devono avere (fig. 39.2):

– due passi d'uomo, diametralmente opposti, nella parte bassa;

– il tetto a tenuta di vapori, con uno o due passi d'uomo e sfiatatoi con rete metallica;

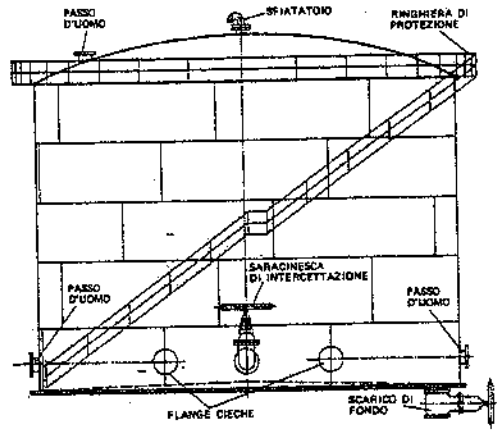


Fig. 39.2 – Serbatoio fuori terra ad asse verticale per oli combustibili. Sovente lo scarico di fondo è realizzato con una curva a 90° e saracinesca installata in un pozzetto esterno al basamento.

- indicatori di livello a trasparenza od a stadia (per capacità > 100m³), accessibili mediante scala metallica e dotati di organi di intercettazione (tali indicatori sono previsti nei serbatoi a tetto fisso; nei serbatoi a tetto mobile, il livello del liquido coincide con la posizione del tetto e viene riportato all'esterno mediante indicatori azionati da rinvii a fune su carrucola);
- le prese per il carico del prodotto; carico che può avvenire dall'alto o dal basso (fig. 39.3);
- la presa per lo scarico del prodotto;
- la messa a terra;
- adeguati dispositivi di sicurezza (v. § 39.6);
- un impianto idrico a pressione per l'irrorazione delle pareti e mezzi di spegnimento adeguati;
- tinteggiatura delle pareti esterne con colori a forte potere riflettente.

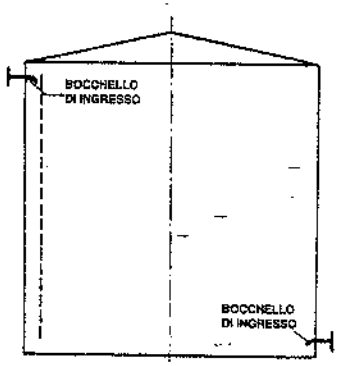


Fig. 39.3 – Prese alternative per il carico del serbatoio.

Sulla parete esterna dei serbatoi viene di solito fissata una scala per l'accesso al tetto, il quale deve essere circondato da una ringhiera di protezione conforme alle vigenti norme antinfortunistiche in materia. I serbatoi a tetto galleggiante sono dotati di una passerella pedonale lungo il perimetro esterno, all'estremità superiore dell'involucro fisso.

Quando i serbatoi sono numerosi, vengono previste passerelle di collegamento fra l'uno e l'altro.

All'interno dei serbatoi può essere installata una scala alla marinara per le operazioni di manutenzione.

I serbatoi fuori terra per liquidi della categoria C sono costruiti in acciaio, cemento armato (previa protezione con vernice epossidica) o altri materiali incombustibili. Hanno forma cilindrica (ad asse verticale od orizzontale) oppure parallelepipeda.

Sia in sede progettativa che di costruzione dei serbatoi, è consigliabile seguire le norme dettagliate emanate in merito dall'*American Petroleum Institute* (API, Standard 650).

Attorno ai serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A, B e C devono essere previsti *bacini di contenimento* (costituiti da argini di terra o da muri), aventi le capacità di seguito indicate:

a) per *liquidi della categoria A:*
- ogni serbatoio avente capacità > 250m³ deve avere un proprio bacino della stessa capacità;
- capacità uguale alla metà di quella complessiva effettiva di non più di sei serbatoi raggruppati in un unico bacino, aventi ciascuno una capacità ≤ 250m³; è prescritta una distanza minima fra i serbatoi di 5m;

b) per *liquidi della categoria B:*
- capacità uguale ad un terzo di quella complessiva (avente volume non superiore a 12.000 m³); la distanza fra i serbatoi varia con la loro capacità da 5m (per serbatoi di capacità ≤ 500 m³) a 10 m;

c) per *oli combustibili e lubrificanti*: non occorrono, di norma, bacini di contenimento, ma l'area su cui sorgono dev'essere recinta da muro o da argine; peraltro, qualora venisse prescritto un bacino, la sua capacità totale dovrebbe essere uguale alla quarta parte di quella complessiva dei serbatoi.

La figura 39.4 evidenzia:
- la distanza *d* fra serbatoi e muri delimitanti i bacini di contenimento;
- l'altezza *h* dei muri o degli argini di contenimento.

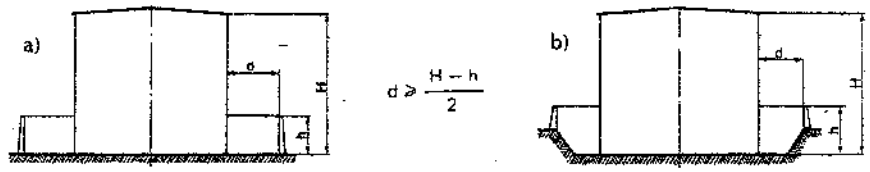


Fig. 39.4 – Correlazione fra altezza dei serbatoi cilindrici ad asse verticale, distanza dai muri dei bacini di contenimento e altezza dei muri stessi: a) serbatoio a piano campagna; b) serbatoio con piano di posa incassato.

Data l'altezza H del serbatoio, i valori di *d* e *h* devono – come minimo – essere tali da soddisfare la condizione:

$$d = \frac{H-h}{2} \qquad (39.1)$$

Poiché gli argini ed i muri dei bacini di contenimento non devono presentare aperture, l'accesso ai bacini avviene mediante scalette fisse di materiale incombustibile.

I tubi ed i canali di scarico delle acque dei bacini di contenimento devono: essere intercettabili mediante saracinesche installate all'esterno dei muri o degli argini delimitanti i bacini stessi; scaricare le acque in una vasca di decantazione.

Le tubazioni convoglianti i fluidi e uscenti dai bacini di contenimento attraversano in genere i muri o gli argini (anziché sorpassarli, per evitare la formazione di bolle d'aria) e devono risultare ispezionabili.

Le fondazioni dei serbatoi cilindrici ad asse verticale (6) sono sopraelevate rispetto al piano campagna per evitare infiltrazioni di acqua piovana; sono realizzate in conglomerato di cemento (con cuscinetto di sabbia superiore) oppure con sabbia e ghiaia ben costipate e trattenute da un anello in calcestruzzo (fig. 39.5).

Le altezze dei serbatoi cilindrici ad asse verticale vengono assunte all'incirca uguali al diametro per basse capacità, mentre nei serbatoi più grandi si assumono altezze minori per limitare le spese di montaggio. Si adottano in genere altezze che consentano l'impiego di un numero intero di lamiere di formato commerciale.

Per il calcolo dello spessore delle lamiere in acciaio utilizzate per costruire tali serbatoi (ormai esclusivamente realizzati con giunzioni saldate) si può applicare la *formula di Amburgo*:

$$s = \frac{\gamma D H}{2000\, k Z} \qquad (39.2)$$

(6) I serbatoi cilindrici ad asse orizzontale oppure parallelepipedi (categoria C) appoggiano in genere su selle o pilastri in cemento armato.

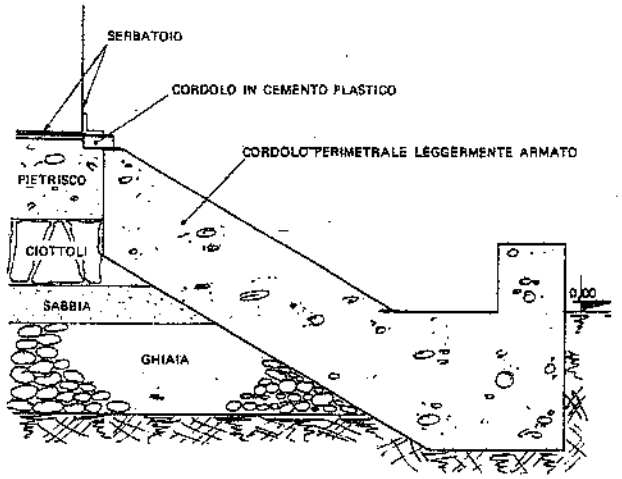


Fig. 39.5 – Esempio di fondazione per serbatoi cilindrici ad asse verticale fuori terra.

dove:
s è lo spessore (cm);
γ il peso specifico del liquido (kg_f/dm^3);
D è il diametro del serbatoio (cm);
H è l'altezza del liquido nel serbatoio sopra la sezione considerata (cm);
k è la massima sollecitazione ammissibile (bar): in genere si assume k = 1200÷1400;
Z è il grado di efficienza delle saldature fra lamiera e lamiera (si assume Z = 0,85 quando si prevedono controlli radiografici).

La formula si applica ad altezze diverse; conseguentemente lo spessore delle lamiere del serbatoio varia da valori minimi nelle parti alte, a valori massimi nelle parti basse, dove la pressione idrostatica del liquido è maggiore.

Lo spessore determinato con la formula di Amburgo deve essere maggiorato nei casi in cui il liquido immagazzinato può intaccare il ferro e quindi ridurre la resistenza meccanica del serbatoio. In linea generale, non si adottano mai lamiere di spessore inferiore a 5 mm per le pareti cilindriche, mentre il tetto viene costruito in lamiera da 3-4-5 mm rispettivamente per serbatoi aventi capacità fino a 100 m^3, fra 100 e 2500 m^3 e oltre i 2500 m^3.

Per il fondo, si adottano lamiere di spessore 7÷10 mm a seconda del diametro del serbatoio.

39.6. DISPOSITIVI DI SICUREZZA

L'immagazzinamento degli oli minerali, ed in particolare delle benzine e delle miscele carburanti, richiede l'adozione di *dispositivi di sicurezza* atti a prevenire i pericoli di incendio e di scoppio.

Per neutralizzare le cause di *incendio* si prevedono:
– sistemi di controllo della temperatura e del livello minimo per i serbatoi riscaldati;

– connessioni a tenuta d'acqua degli accessori installati sul tetto;
– fondo con pendenza verso il centro;
– iniezione dall'alto di schiuma antincendio nei serbatoi con temperatura operativa superiore a 100°C;
– sistemi di raffreddamento dei serbatoi.

Le cause di *esplosione* si neutralizzano o eliminando il contatto dell'aria con il liquido infiammabile (si evita così la formazione di miscele tonanti) o provocando la formazione di una miscela non esplosiva. Fra i sistemi adottati in pratica, ricordiamo i seguenti (atti a garantire livelli di protezione diversi l'uno dall'altro):
a) a tubo di equilibrio;
b) a tetto galleggiante;
c) a valvola automatica di pressione e depressione.

Il sistema a tubo di equilibrio (fig. 39.6) consiste in un tubo metallico, alto almeno 3 m, avente lo scopo di uguagliare la pressione interna dei serbatoi con la pressione atmosferica; tale tubo assume anche una funzione di sicurezza se in corrispondenza del punto di collegamento con il serbatoio e dell'estremità superiore si installano due dispositivi tagliafiamma, di cui la fig. 39.7 fornisce un esempio.

Il sistema con tetto galleggiante (fig. 39.8) è costruito in modo tale che il tetto galleggi sulla superficie del liquido: elimina pertanto lo spazio per il vapore e riduce di molto le perdite di prodotto; il risparmio di spazio e la protezione contro i rischi di incendio fanno preferire questo tipo di serbatoio per i prodotti con bassa temperatura d'infiammabilità.

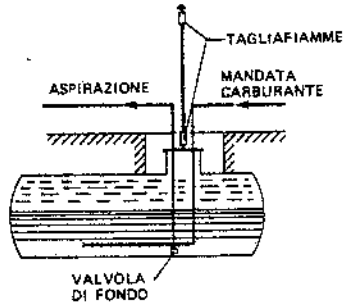


Fig. 39.6 – Dispositivo di sicurezza con tubo di equilibrio e tagliafiamma.

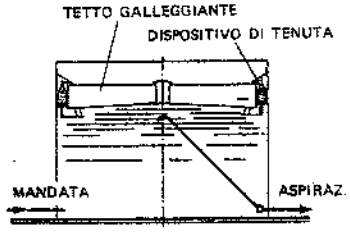


Fig. 39.8 – Dispositivo di sicurezza a tetto galleggiante.

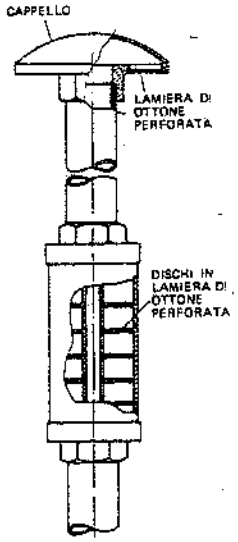


Fig. 39.7 – Tagliafiamma.

Il sistema a valvola automatica di pressione e depressione (fig. 39.9) permette di ridurre la pressione interna del serbatoio nelle ore calde (l'evaporazione della benzina accresce tale pressione) e di ovviare alla depressione che si produce nelle ore fredde: per compensare le pressioni interna/esterna si utilizza normalmente un sistema di "polmonazione" con gas inerte (azoto) od altro gas (metano) che eviti pericolosi ingressi d'aria. Una seconda valvola (detta di respirazione) richiama aria in caso di emergenza (fuori servizio del gas di polmonazione).

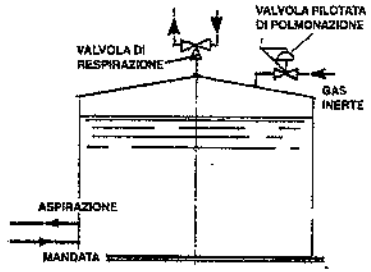


Fig. 39.9 – Dispositivo di sicurezza con valvola automatica di pressione e depressione.

I vari sistemi sopra elencati garantiscono protezioni diverse l'uno dall'altro; inoltre, l'affidabilità protettiva dipende anche dall'essere i serbatoi interrati o fuori terra.

Si definiscono tre gradi di sicurezza e precisamente:
- *sicurezza di 1° grado*: si ottiene interrando i serbatoi e applicando – per la neutralizzazione delle cause di esplosione – il sistema a saturazione;
- *sicurezza di 2° grado*: se i serbatoi sono interrati, è sufficiente dotarli di tubo di equilibrio; se sono fuori terra, si ricorre al sistema a tetto galleggiante;
- *sicurezza di 3° grado*: riguarda i serbatoi fuori terra, dotati di tubo di equilibrio o di valvola automatica di pressione e depressione.

I serbatoi fuori terra per liquidi delle categorie A e B aventi una capacità geometrica superiore a 1500 m^3 devono essere a tetto galleggiante. I serbatoi per liquidi della categoria C hanno sempre il tetto conico fisso.

Negli ambienti dove si eseguono lavorazioni, immagazzinamenti, trasporti od impieghi di oli minerali è obbligatorio:
- proibire di fumare;
- installare mezzi di estinzione portatili e fissi;
- adottare dispositivi di sicurezza per serbatoi, autobotti, distributori, ecc. approvati dal ministero dell'interno.

Spesso, superiormente ai serbatoi fuori terra, si installano uno o più anelli irroratori concentrici, costituiti da tubi forati alimentati dalla rete dell'acqua antincendio: ciò allo scopo di raffreddare i serbatoi quando nei pressi scoppiasse un incendio.

Lo scarico di autobotti e carri ferroviari contenenti liquidi infiammabili della categoria A deve avvenire con il sistema a circuito chiuso, in modo da ottenere il contatto con i vapori del liquido anziché con l'aria. Il circuito chiuso (fig. 39.10) consiste nell'applicazione di un tubo flessibile che, partendo dal fondo del recipiente da vuotare, convoglia la benzina al recipiente da riempire, e di un altro tubo, di diametro più piccolo, che dal secondo recipiente immette l'aria satura di vapori del liquido infiammabile nella parte superiore del primo: si evitano così la formazione di miscele pericolose e la dispersione del liquido; prima di iniziare lo scarico, la cisterna deve essere messa a terra.

Particolari accorgimenti vanno tenuti presenti quando si deve effettuare la bonifica di serbatoi che hanno contenuto oli minerali. Occorre infatti:
- intercettare le linee di adduzione ed estrazione;

- lasciar trascorrere un tempo sufficiente dall'apertura degli accessi;
- bonificare con gas inerte (azoto od aria);
- effettuare prove di esplosività e di presenza di ossigeno (in quantità superiore al 18%);
- prescrivere agli operai che entrano nei serbatoi l'impiego di attrezzi antiscintilla;
- proibire l'uso di scarpe con chiodi di ferro;
- fornire lampade elettriche a sicurezza adeguata alla classe dell'impianto (norma CEI 64-2), con parti metalliche in materiale antiscintilla ed alimentate a tensione non superiore a 24 V mediante batterie o trasformatore di isolamento.

Quando poi all'interno dei serbatoi si deve impiegare la fiamma ossidrica, occorre effettuare un lavaggio delle pareti con acqua a 90°C in pressione e sottoporre le pareti ad un trattamento chimico, provvedendo nello stesso tempo ad estrarre i gas residui mediante eiettori. L'accensione del cannello va fatta all'esterno.

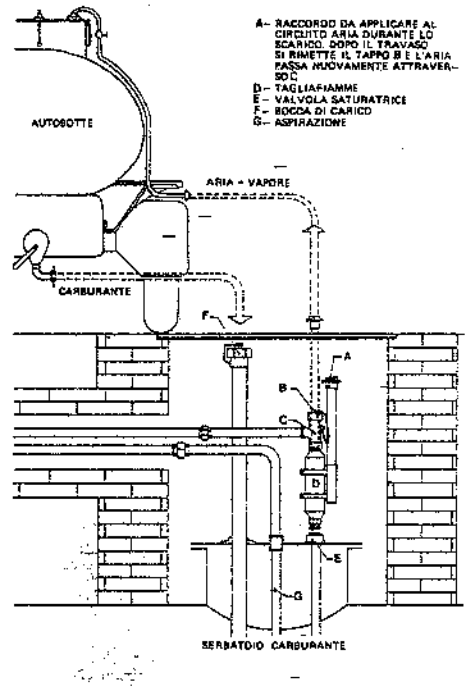


Fig. 39.10 – Dispositivi di sicurezza per il travaso di carburante in circuito chiuso.

È bene far precedere l'accesso di persone all'interno delle cisterne da una perizia chimica e dalla rilevazione, mediante appositi indicatori elettrici, dei livelli di tossicità ed esplosività.

Durante i lavori dentro i serbatoi per combustibili con fiamma e saldatura, è bene praticare aperture di comunicazione con l'esterno, in modo da attivare una corrente d'aria per la fuoriuscita dei gas. Se ciò non è possibile si aspirano i fumi mediante estrattori motorizzati.

39.7. IMMAGAZZINAMENTO E POMPAGGIO DEI COMBUSTIBILI LIQUIDI

I liquidi combustibili (categoria C) più frequentemente impiegati nell'industria sono il gasolio e la nafta. Essi vengono immagazzinati in serbatoi metallici di diverse capacità, interrati, seminterrati o fuori terra. La forma è generalmente cilindrica, ad asse verticale per i serbatoi fuori terra, ad asse orizzontale per gli altri.

La capacità del serbatoio viene scelta non solo in base ai consumi prevedibili nello stabilimento ed alla esigenza di disporre di un'adeguata riserva (7), ma anche in

(7) Per ragioni di sicurezza operativa è consigliabile ripartire tale riserva su più serbatoi.

base al costo al metro cubo utile dei serbatoi. La fig. 39.11 fornisce l'andamento del peso di serbatoi fuori terra ad asse verticale. Come si può rilevare, il peso per unità di volume dei serbatoi diminuisce rapidamente con l'aumento della capacità degli stessi, ma solo fino intorno ai 2000 m³, dopo di che la diminuzione risulta meno pronunciata.

Quando i serbatoi contengono prodotti petroliferi aventi alta viscosità, si prevede un riscaldamento interno al fine di facilitare il prelievo ed il flusso del liquido nelle tubazioni. Il riscaldamento è ottenuto: nei grandi serbatoi, con serpentini, percorsi da vapore o acqua surriscaldata, installati dentro il serbatoio su uno o più piani orizzontali compresi fra 0,30 m e 1,50 m (fig. 39.12); nei piccoli serbatoi, mediante resistenze elettriche (fig. 39.13). Sul riscaldamento dei combustibili liquidi si ritornerà nel capitolo 43.

Le tubazioni di collegamento fra i serbatoi e le utenze e, più in generale, le linee di distribuzione dei prodotti petroliferi ad alta viscosità, debbono essere riscaldate per facilitare il trasporto dei fluidi: i tubi contenenti i prodotti petroliferi vengono posti a contatto con tubi convoglianti vapore od acqua in temperatura; quindi si effettua una fasciatura dei tubi con materiale coibente particolarmente adatto allo scopo, come lana minerale o di vetro, seguendo i criteri illustrati nel capitolo 33 §5 (fig. 39.14.a).

Il riscaldamento viene previsto sia per le tubazioni di

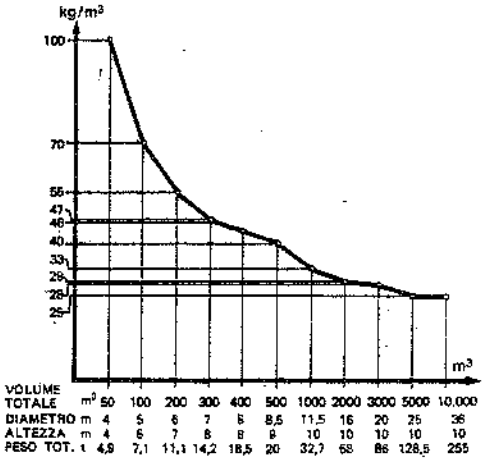


Fig. 39.11 – Peso per unità di volume e caratteristiche specifiche dei serbatoi metallici fuori terra, a forma cilindrica, per liquidi combustibili.

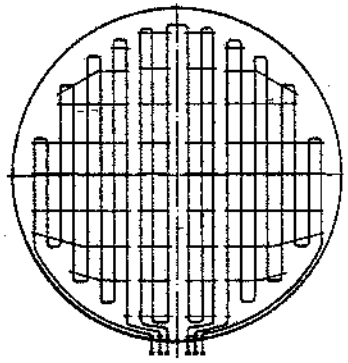


Fig. 39.12 – Serpentino di riscaldamento sistemato sul fondo di un serbatoio per liquidi combustibili.

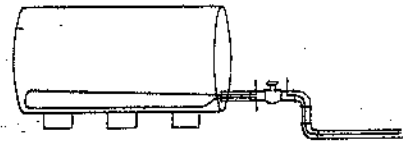


Fig. 39.13 – Installazione di resistenze elettriche per il riscaldamento di liquidi combustibili.

mandata sia per quelle di ritorno dei prodotti petroliferi (8). È invece sconsigliabile il sistema b) della stessa fig. 39.14, consistente nel prevedere il tubo riscaldante interno al tubo della nafta, a causa di possibili inquinamenti reciproci fra i due fluidi.

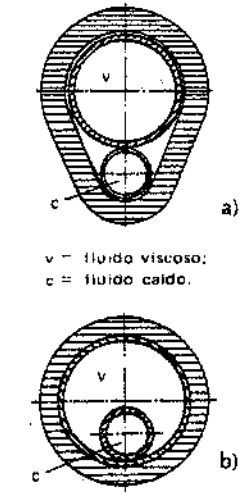
Il pompaggio degli oli combustibili alle utenze è effettuato mediante elettropompe, di solito installate a fianco dei gruppi che presiedono allo scarico delle cisterne.

Le pompe più adatte per il trasferimento dei fluidi viscosi sono del tipo volumetrico ad ingranaggi oppure rotative a disco cavo.

Le prime (fig. 39.15) si impiegano per portate e prevalenze medie e risultano costituite da una coppia di ingranaggi, uno di comando e l'altro condotto, rotanti in senso inverso nell'interno di una carcassa. Il profilo dei denti assicura una linea continua di contatto lungo la circonferenza primitiva.

La portata teorica delle pompe ad ingranaggi dipende dal volume fra i denti, dalla velocità di rotazione, da numero, modulo e lunghezza dei denti. Tale portata teorica è modificata dal rendimento volumetrico η_v che è funzione della precisione dei denti, della tenuta fra gli ingranaggi e la carcassa, della viscosità del fluido e della pressione di esercizio (fig. 39.16).

Per evitare aumenti eccessivi di pressione (conseguenti alla caratteristica porta-



v = fluido viscoso;
c = fluido caldo.

Fig. 39.14 – Riscaldamento di liquidi viscosi mediante tubazioni del vapore o dell'acqua calda: possibili sistemi di installazione e coibentazione.

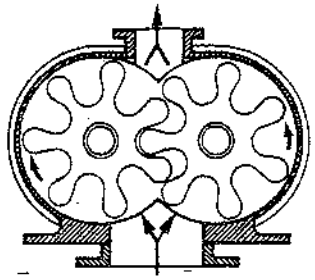


Fig. 39.15 – Schema di una pompa ad ingranaggi.

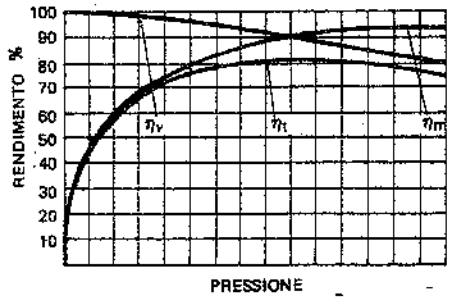


Fig. 39.16 – Curve di rendimento volumetrico, meccanico e totale in funzione della pressione, di una pompa ad ingranaggi.

(8) Il tubo di ritorno serve per evitare sovrappressioni di origine idrodinamica o termica, ovviamente pericolose: fra tubo di mandata e tubo di ritorno si inserisce una valvola di sicurezza tarata alla pressione prestabilita.

ta-prevalenza quasi verticale di queste pompe) si installa una valvola di sicurezza che consente il ritorno del liquido nella condotta di aspirazione.

Ricordiamo due tipi di pompe derivate quasi direttamente dalle pompe ad ingranaggi: le pompe a capsulismi e le pompe a vite. Le pompe a capsulismi (fig. 39.17), note anche come pompe *Roots*, sono costituite da due lobi che ruotano in senso contrario dentro una carcassa situata fra la condotta di aspirazione e quella di mandata. Presentano l'inconveniente di dare luogo ad una portata pulsante, per cui trovano più frequente impiego come soffianti per aria (con prevalenze limitate).

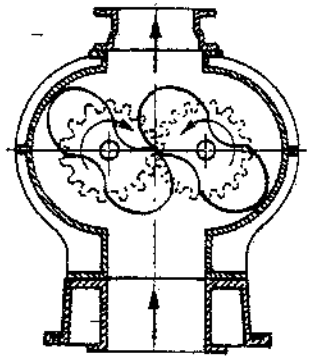


Fig. 39.17 – Pompa a capsulismi o Roots.

Le pompe a vite (fig. 39.18) sono costituite da due o più rotori (di cui uno motore) ad assi paralleli, rotanti in una carcassa. La portata è uniforme e può raggiungere valori elevati (come pure la prevalenza); il funzionamento è silenzioso.

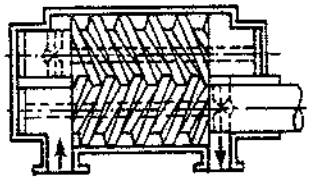


Fig. 39.18 – Pompa a vite o a viti.

Le pompe rotative a disco cavo (fig. 39.19) sono adatte per grandi portate e prevalenze medie; constano essenzialmente di un corpo cilindrico avente una cavità delimitata da due superfici cilindriche coassiali collegate da un diaframma fisso: tale diaframma separa le due aperture di aspirazione e mandata ricavate su una estremità del corpo pompa; nella cavità anulare del corpo è montato un disco cavo avente una fenditura sagomata dentro la quale passa il diaframma. Mettendo in moto l'albero che sopporta il disco cavo, questo, guidato dal diaframma fisso, oscilla mantenendosi sempre tangente alle due superfici cilindriche del corpo e formando tenuta idraulica. Spostandosi il disco, i volumi compresi fra il diaframma e la superficie del disco variano dalle due parti (aspirazione e pompaggio).

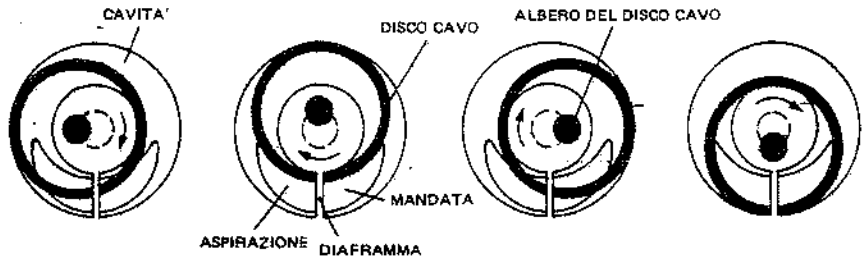


Fig. 39.19 – Rappresentazione schematica del funzionamento delle pompe rotative a disco cavo.

Il movimento del liquido avviene per spostamento di un determinato volume di liquido dalla bocca di aspirazione alla bocca di mandata per ogni giro della pompa: la portata è quindi proporzionale al numero di giri della pompa e non dipende praticamente dalla pressione di esercizio.

Particolare attenzione deve essere rivolta alla posizione delle pompe rispetto ai serbatoi di alimentazione. In proposito si deve infatti rilevare che:

a) la tensione di vapore di liquidi volatili (benzine, solventi, alcoli) e dell'acqua a temperatura elevata (9) deve essere sottratta alla pressione assoluta disponibile, coincidente – nel caso di serbatoi a cielo aperto – con la pressione atmosferica; con riferimento a tale caso, la pressione assoluta in aspirazione viene spesa per (v. capitolo 34 § 3):
   - perdite di carico distribuite e localizzate;
   - sollevamento;
   - tensione di vapore;
   - NPSH richiesto dalla pompa (10).
b) nel caso di liquidi viscosi le perdite di carico nelle tubazioni raggiungono valori molto elevati; ne consegue che la tubazione di aspirazione deve essere il più possibile corta e diritta, nonché dimensionata con larghezza; inoltre, la pompa va installata quanto più possibile in prossimità del serbatoio.

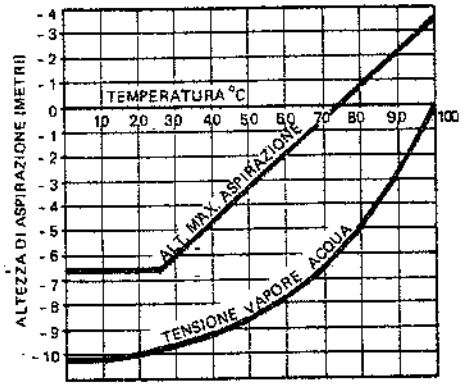


Fig. 39.20 – Altezza massima effettiva di aspirazione dell'acqua al variare della temperatura.

Le case costruttrici di pompe per fluidi forniscono le caratteristiche dei loro modelli in funzione del numero di giri e della visco-

(9) La fig. 39.20 fornisce la massima altezza di aspirazione e la tensione di vapore dell'acqua al variare della temperatura. Si può dire che se l'acqua ha una temperatura superiore a 75°÷80°C, la pompa deve essere installata sotto battente.

(10) Ad esempio, si debba pompare dell'alcool etilico a 70°C, avente un peso specifico di 745 kg_f/m^3 e una tensione di vapore di 9,9 m. Supponiamo che risulti:
- NPSH richiesto dalla pompa: 2,5 m;
- perdita di carico totale: 2,2 m;
- pressione atmosferica (aspirazione da vasca a cielo libero): 10.333/745 = 13,9 m.

Il dislivello H_g fra l'asse della pompa ed il livello del liquido (negativo se la pompa è sotto battente) è dato dalla:

$$13,9 = 9,9 + 2,5 + 2,2 + H_g$$

Risulta pertanto:

$$H_g = -0,7 \text{ m}.$$

Occorre installare la pompa sotto un battente di 0,7 m; in pratica, si aumenta prudenzialmente tale battente di almeno 1 m e pertanto si installa l'asse della pompa a circa 2 m sotto il livello dell'alcool da aspirare.

sità (fig. 39.21) (11). Forniscono inoltre diagrammi (come quello di fig. 39.22) che consentono di determinare il coefficiente di riduzione della portata al variare della viscosità del liquido.

Com'è noto, la potenza assorbita dalle pompe è data dalla

$$(39.3)\quad P = \frac{\gamma Q H}{102\,\eta} = \frac{\gamma^* Q H}{1000\,\eta}$$

dove:

P è la potenza assorbita (kW);

γ è il peso specifico del fluido, (kg_f/m^3); $\gamma^* = N/m^3$;

Q è la portata effettiva (m^3/s);

H è la prevalenza manometrica della pompa (metri), differenza fra le pressioni alle bocche di mandata e di aspirazione;

η è il rendimento totale della pompa.

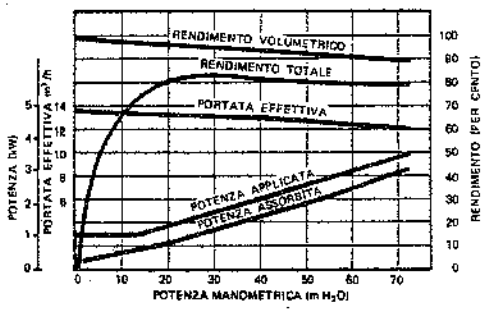


Fig. 39.21 – Curve caratteristiche di una pompa rotativa con velocità di 240 giri/min e fluido avente viscosità di 30°E.

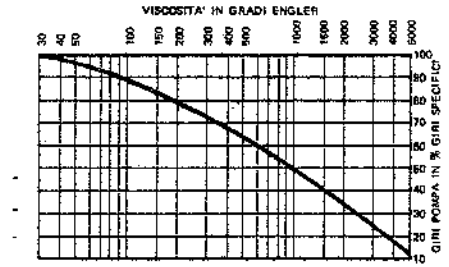


Fig. 39.22 – Coefficiente di riduzione del numero di giri caratteristico di una pompa a disco cavo al variare della viscosità del liquido.

39.8. RETI DI DISTRIBUZIONE DEGLI OLI MINERALI

Passiamo ora ad esaminare le reti di alimentazione degli oli minerali negli stabilimenti.

I tubi utilizzati per tali reti sono del tipo commerciale; le giunzioni sono saldate. Come organi di intercettazione (12) si usano preferibilmente quelli normalizzati ANSI o API, in acciaio, flangiati per diametri ≥ 50 mm (fig. 39.23).

Di solito, le tubazioni sono aeree, sia dentro che fuori dello stabilimento. Mentre all'interno sono sostenute mediante staffaggi, all'esterno appoggiano su pipe-rack metallici oppure su pilastrini di cemento, insieme alle tubazioni del vapore e degli altri fluidi. Quando non è possibile installare le tubazioni fuori terra, si ricorre a cunicoli ispezionabili.

Al fine di ridurre i pericoli di perdite nei locali di lavoro, le reti di distribuzione

(11) Ovviamente, la velocità della pompa è tanto più bassa quanto più elevata è la viscosità del fluido. In pratica, per naffe dense aventi viscosità inferiori a 500÷1000 gradi Engler si adottano pompe aventi una velocità massima di 200 giri al minuto primo, diametro minimo delle tubazioni di attacco 50 mm. Di norma, la portata delle pompe non si assume mai inferiore a 600÷1000 litri/ora. Inoltre, la scelta della pompa deve cadere su quelle aventi grandi sezioni dei passaggi e basso numero di giri: ciò al fine di realizzare movimenti lenti nella pompa e consentire l'entrata del liquido con portata piena.

(12) In campo petrolifero si usano correntemente, per il piping, materiali secondo le norme statunitensi API (American Petroleum Institute) e ANSI (American National Standard Institute).

del gasolio o di altri combustibili pericolosi si installano, per quanto possibile, fuori di tali locali. In questi casi, gli unici tubi interni al fabbricato sono quelli di alimentazione delle singole utenze.

Le reti possono essere del tipo a pettine o a maglie.

Il calcolo della rete va fatto considerando non solo le portate occorrenti, ma anche la viscosità, la quale varia da un tipo di combustibile all'altro e dipende in modo molto sensibile dalla temperatura (13). Infatti, è noto che per liquidi aventi viscosità superiori a 2-7 gradi Engler e per diametri di tubazioni variabili rispettivamente da 25 a 100 mm, il moto può essere considerato laminare. Ciò significa che il moto del liquido avviene per traiettorie parallele alle generatrici della tubazione; la velocità varia da zero (ai bordi del tubo) al valore massimo (in corrispondenza dell'asse del tubo) secondo una curva parabolica.

In tale regime (14) è valida la *legge di Poiseuille*:

$$(39.5)\quad \Delta P = 32\mu \frac{v}{d^2} L = 32 \frac{\mu}{\pi} \frac{Q}{d^4} L$$

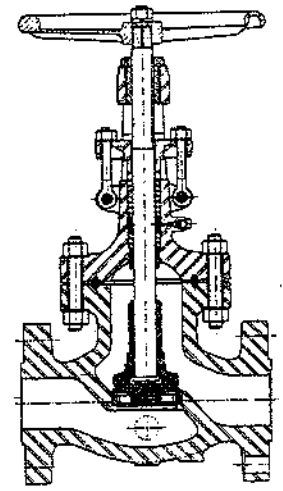


Fig. 39.23 – Valvola a flusso avviato serie ANSI.

(13) La viscosità misura lo sforzo tangenziale occorrente per far scorrere due strati paralleli di fluido aventi la stessa area. Essa varia da un fluido all'altro e con la temperatura: nei liquidi decresce con l'aumentare della temperatura, mentre nei fluidi gassosi aumenta con la temperatura. È evidente, pertanto, a parità di ogni altra condizione, la necessità di dimensionare le tubazioni per fluidi viscosi con larghezza, dal momento che le perdite di carico – come vedremo fra poco – dipendono dalla quarta potenza del diametro e la viscosità aumenta rapidamente con l'abbassarsi della temperatura.

(14) Com'è noto, uno dei criteri per stabilire se il moto di un fluido avviene in regime laminare o turbolento (vale a dire se la velocità media del fluido è rispettivamente inferiore o superiore alla velocità critica) è quello del numero di Reynolds, che per tubi circolari è dato dalla

$$(39.4)\quad Re = \frac{\gamma v d}{\eta g} = \frac{\gamma^* v d}{\mu g}$$

dove:

γ = peso specifico del fluido, in kg_f/m^3; γ^* in N/m^3;

v = velocità media del fluido, in m/s;

d = diametro del tubo, in m;

η = viscosità dinamica del fluido, in $kg_f \cdot s/m^2$; μ in $N \cdot s/m^2 = Pa \cdot s$;

g = accelerazione di gravità, in m/s^2.

Se Re calcolato con la (39.4) è inferiore a 2400÷2500, il moto è laminare; se è superiore il moto è turbolento. Nel primo caso i filetti di fluido scorrono parallelamente all'asse del tubo senza mescolarsi fra di loro; nel secondo caso il moto avviene con turbolenza. Sia al di sotto che al di sopra del punto critico individuato dal numero di Reynolds, le velocità del fluido non sono costanti in una stessa sezione trasversale, ma aumentano dalla parete alla mezzeria del tubo (fig. 39.24): pertanto, nei calcoli delle tubazioni, delle perdite di carico, ecc. ci si riferisce sempre alla velocità media: questa è all'incirca uguale alla metà della velocità massima nel regime laminare, mentre nel regime turbolento si avvicina all'80% della velocità che si registra in corrispondenza dell'asse del tubo. Ricordiamo ancora che il punto critico non dipende soltanto da velocità, peso specifico e viscosità del fluido e dal diametro del tubo (come risulta dall'espressione di Reynolds), ma anche dalla natura e dallo stato della superficie lambita dal fluido.

dove, oltre ai simboli già noti:
ΔP = perdita di carico (Pa);
L = lunghezza del tubo (m);
Q = portata (m^3/s).

Dalla formula di Poiseuille si rileva che in regime di moto laminare (caso del moto di liquidi viscosi nelle tubazioni) le resistenze sono inversamente proporzionali alla quarta potenza del diametro, per cui raddoppiando il diametro le resistenze al moto si riducono a 1/16 ovvero, a parità di portata e pressione, si può pompare il fluido ad una distanza 16 volte maggiore. Sempre dalla formula di Poiseuille si rileva che le perdite di carico di un liquido in moto laminare, oltre ad essere proporzionali alla portata ed alla lunghezza della tubazione, sono anche proporzionali alla viscosità del liquido. Si constata inoltre che, nel regime di Poiseuille, la perdita di carico è proporzionale alla velocità media e inversamente proporzionale al quadrato del diametro.

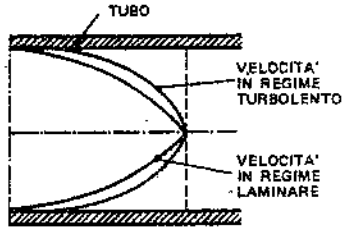


Fig. 39.24 – Andamento della velocità in un tubo in condizioni di moto turbolento o laminare.

In pratica, si adottano i seguenti valori della velocità dei prodotti petroliferi nelle reti di distribuzione, correlandoli al diametro dei tubi:

* in aspirazione: fino a DN 50: 0,3÷0,6 m/s
  da DN 75 a 150: 0,6÷1,0 m/s
  da DN 200 a 250: 0,8÷1,5 m/s
  oltre DN 300: 0,9÷3,0 m/s
* in mandata: fino a DN 50: 0,6÷1,2 m/s
  da DN 75 a 150: 1,0÷2,4 m/s
  da DN 200 a 250: 1,5÷3,5 m/s
  oltre DN 300: 2,4÷5,0 m/s.

Appositi grafici o tabelle forniscono la viscosità degli oli combustibili alle diverse temperature (fig. 39.25); altri (fig. 39.26) consentono di convertire la misura della viscosità fra le varie unità adottate in pratica; altri ancora (fig. 39.27) facilitano la determinazione delle perdite di carico nelle tubazioni.

Note che siano la portata e la viscosità del liquido corrispondente alla sua temperatura minima in rete, si determina il diametro da assegnare alle tubazioni. Le perdite di carico conseguenti non dovrebbero superare 0,2÷0,5 bar per ogni 100 m di tubazione.

Lungo la rete, e specialmente nei punti bassi, si devono prevedere dei ti con tappo filettato per eventuali attacchi di altre derivazioni e per il recupero (15) dei liquidi combustibili in essa contenuti. Occorre pure installare, in posizioni opportune, valvole di sfiato per lo scarico dell'aria dalle tubazioni.

Nella posa in opera delle tubazioni si deve evitare, per quanto possibile, la formazione di sifoni, nei quali si raccoglierebbero sacche d'aria.

La fig. 39.28 riporta alcuni accorgimenti da tenere presenti nel montaggio delle reti. L'esempio a) si riferisce appunto alla raccomandazione relativa alla formazione di sifoni. Il caso b) evidenzia l'opportunità che la tubazione di aspirazione della

(15) Tale recupero deve essere visto non solo in funzione economica, ma anche antincendio ed ecologica.

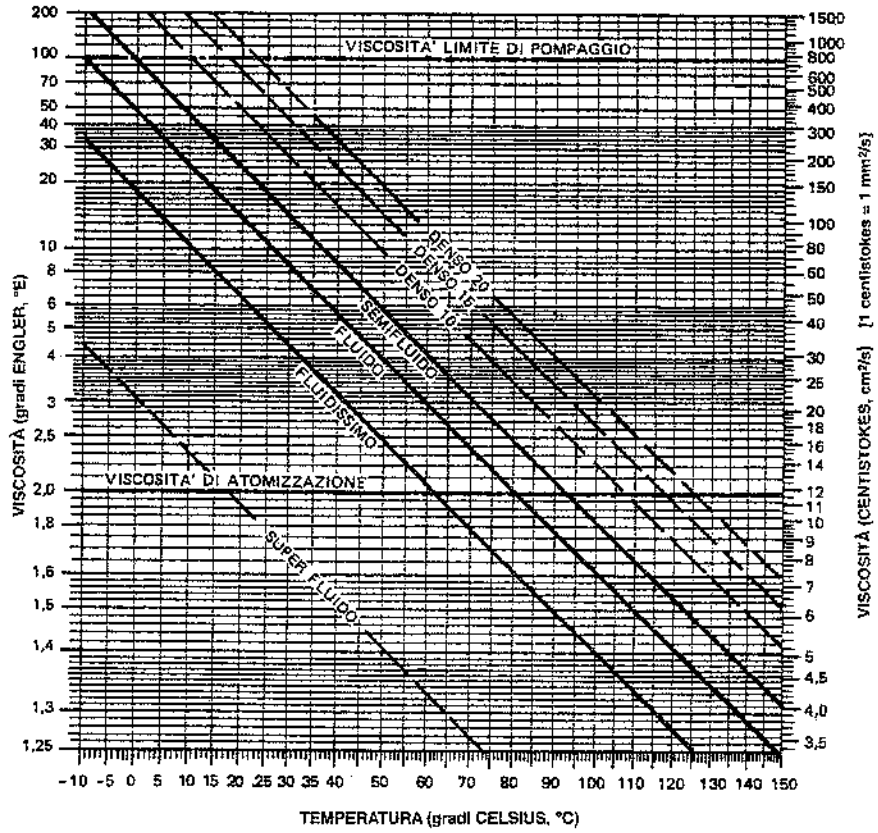


Fig. 39.25 – Viscosità in funzione della temperatura di oli combustibili classificati secondo il "Regolamento per l'esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615".

pompa abbia sempre una pendenza verso il serbatoio: ciò al fine di evitare sifoni e di consentire lo svuotamento della tubazione per gravità. L'esempio c) indica che la tubazione di aspirazione sotto battente deve essere orizzontale per un tratto il più lungo possibile, al fine di facilitare l'adescamento della pompa.

Analogamente a quanto si fa a monte e a valle delle pompe centrifughe per acqua, è consigliabile prevedere sulla mandata un manometro e sulla aspirazione un vuotometro, l'uno e l'altro collegati alle tubazioni mediante raccordi con rubinetto di intercettazione. La portata del fluido è misurata da appositi contatori, generalmente volumetrici.

Trattandosi di liquidi viscosi non è opportuno prevedere la valvola di fondo sulla tubazione aspirante per non aumentare le resistenze al moto.

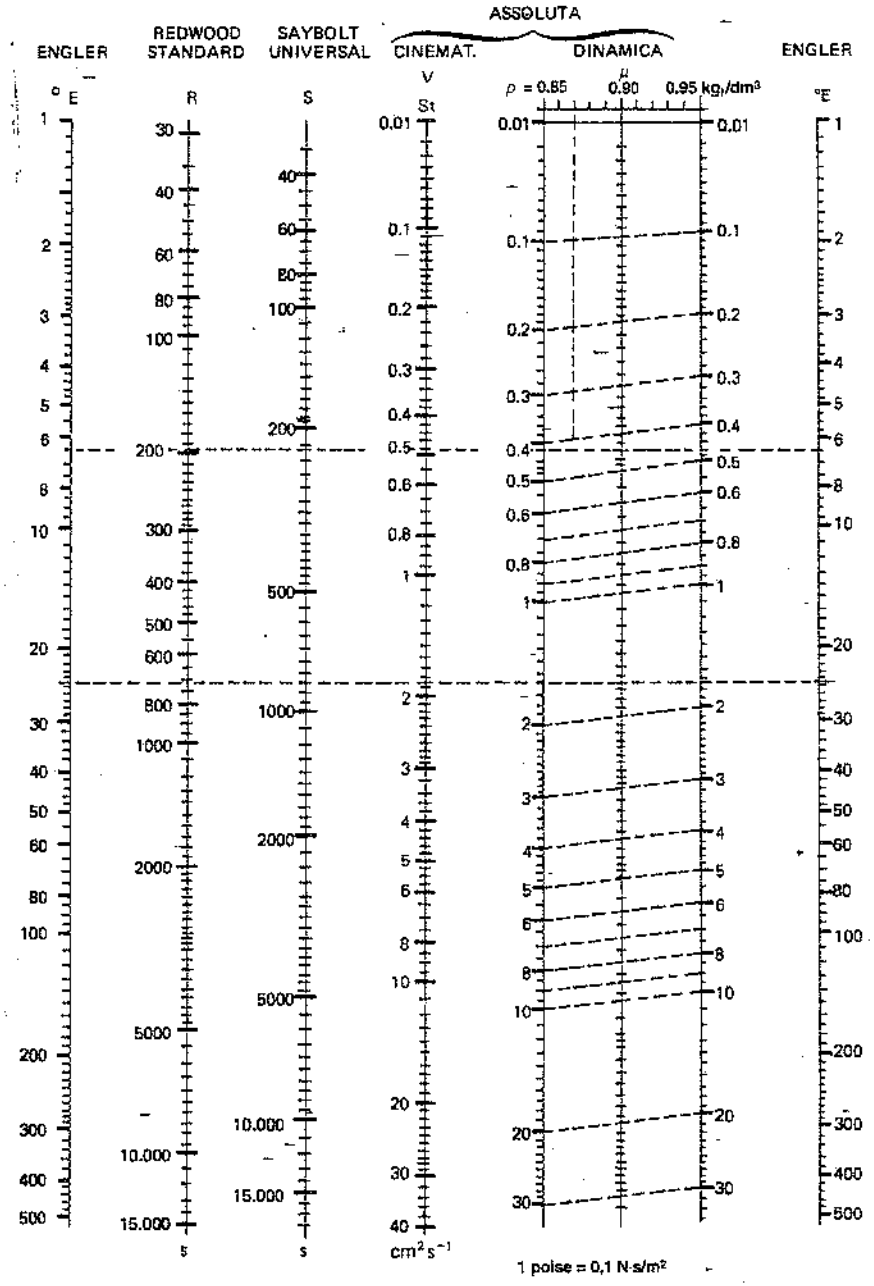


Fig. 39.26 – Conversione delle viscosità degli oli combustibili.

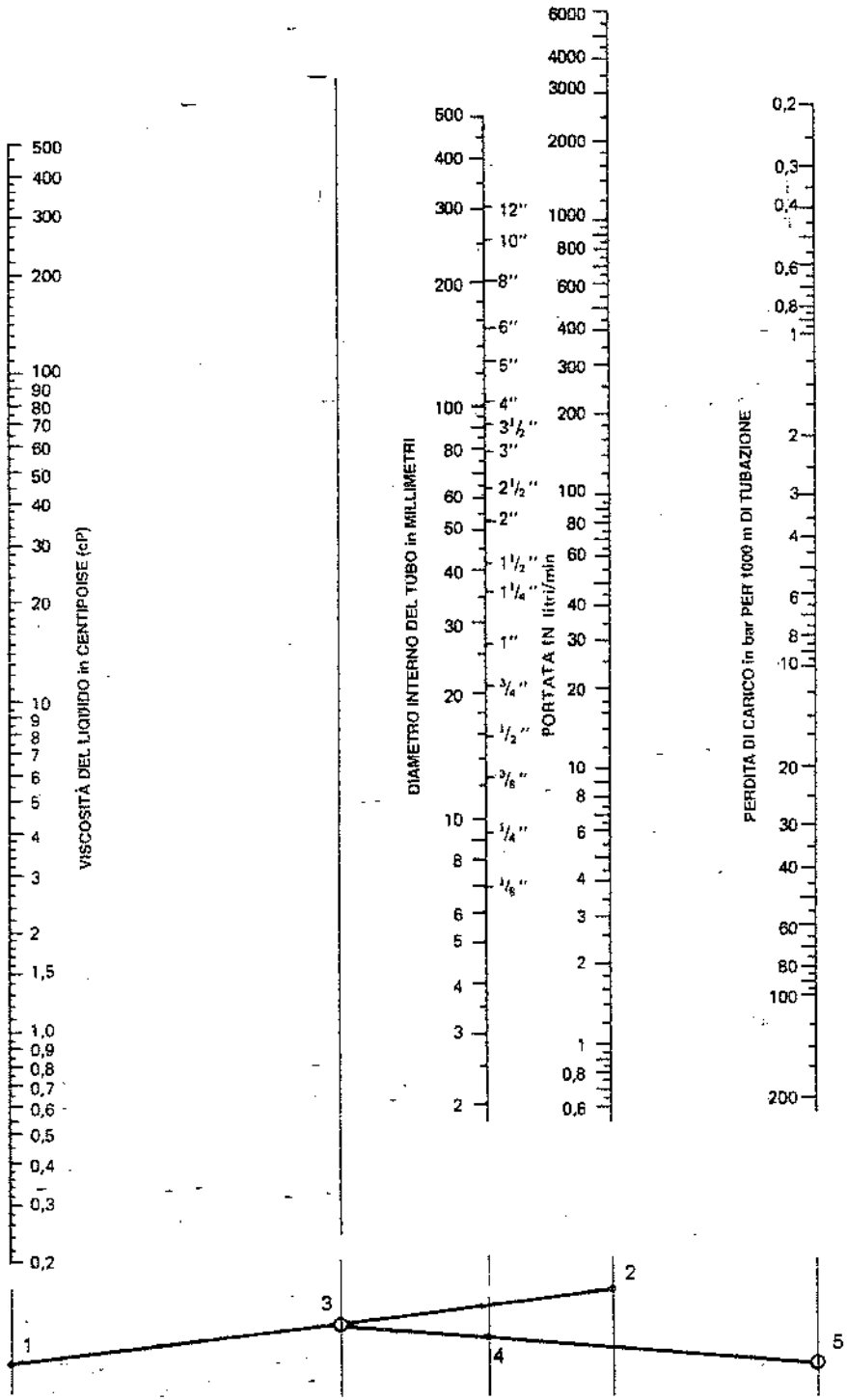


Fig. 39.27 – Perdite di carico per liquidi viscosi in moto laminare dentro tubazioni.

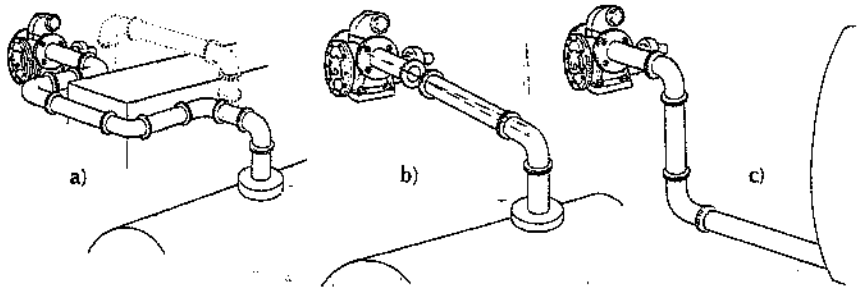


Fig. 39.28 – Alcuni suggerimenti per l'installazione delle reti per oli combustibili.

Sovente si inseriscono nella rete appositi filtri in rete metallica o simili (fig. 39.29): è buona norma installare tali filtri sulla tubazione di aspirazione della pompa, così da proteggerla da impurità e corpi estranei eventualmente contenuti nel fluido trasportato. Molto usati sono i filtri a cestello (fig. 39.30), i quali consentono l'estrazione delle impurità filtrate senza dover smontare le tubazioni. In ogni caso, i filtri per liquidi viscosi devono avere ampia superficie e maglie larghe per ridurre al minimo le resistenze al moto.

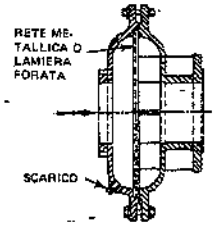


Fig. 39.29 – Filtro a disco.

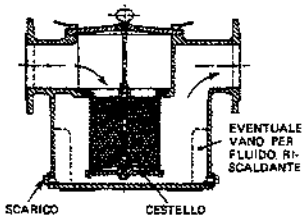


Fig. 39.30 – Filtro a cestello.

In alcuni casi risulta opportuno prevedere, vicino alle utenze principali, un serbatoio di riserva che assicuri un periodo di funzionamento degli impianti anche quando, per un motivo qualsiasi, venga a mancare l'alimentazione dai serbatoi principali.

Le prove di collaudo devono essere particolarmente accurate al fine di individuare tutte le imperfezioni delle saldature ed i difetti delle tubazioni. Infatti, l'eliminazione di tali carenze risulta pericolosa se effettuata quando nella rete è già stato introdotto il fluido.

39.9. BIBLIOGRAFIA

G. Pastonesi, *Elementi di calcolo per macchinario di impianti chimici*, Milano, Ed. Mursia.

Officine Meccaniche Gallaratesi, *Cataloghi tecnici*.

40. Servomezzi gassosi

40.1. OSSIGENO

Il fabbisogno di ossigeno degli stabilimenti industriali può essere soddisfatto:

- installando dentro il recinto dello stabilimento una vera e propria centrale di produzione;
- mediante collegamento, con apposita tubazione interrata, a una centrale di produzione esterna;
- realizzando un deposito di ossigeno liquido tramite serbatoi criogenici ove il liquido è conservato a circa 90 K (–183°C); all'atto dell'utilizzazione, l'ossigeno liquido viene convertito allo stato gassoso per mezzo di un dispositivo denominato vaporizzatore (fig. 40.1): il funzionamento degli "evaporatori freddi" è completamente automatico e garantisce una erogazione di gas in funzione della richiesta;
- mediante bombole contenenti ossigeno allo stato gassoso, compresso sino a 200 bar; generalmente tali bombole arrivano allo stabilimento disposte su telai metallici, i quali costituiscono delle unità di carico di facile movimentazione (fig. 40.2); esse vengono disposte dentro un apposito locale di deposito e collegate ad un dispositivo di riduzione e regolazione, dal quale si diparte la rete di alimentazione alle utenze; anziché su telai, le bombole possono essere sistemate su appositi "carri bombolai";
- nel caso di poche utenze caratterizzate da consumi limitati, si dispongono

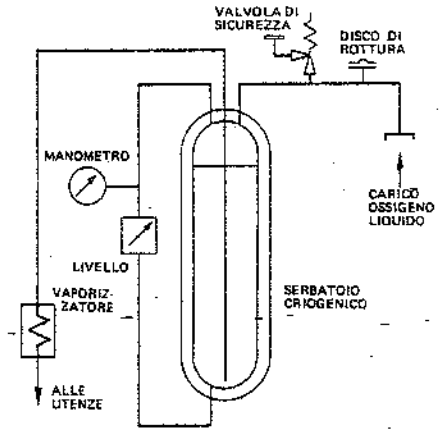


Fig. 40.1 – Schema di impianto di stoccaggio e vaporizzazione di ossigeno liquido.

una o più bombole in prossimità delle utenze stesse, ma possibilmente all'esterno dell'ambiente di lavoro.

È noto il pericolo costituito dall'ossigeno allorquando la velocità e la pressione dello stesso nelle tubazioni di acciaio raggiungono valori troppo alti: in tali condizioni, gli urti e gli attriti delle particelle sospese nell'ossigeno possono provocare scintille che innescano incendi. È pertanto consigliabile non superare velocità dell'ossigeno nelle tubazioni di 25 m/s per pressioni fino a 20 bar (1).

Sempre per motivi di sicurezza le reti di distribuzione negli stabilimenti industriali sono costituite da tubazioni di diametro non superiore a 50÷75 mm; per portate elevate, è preferibile adottare più tubazioni in parallelo.

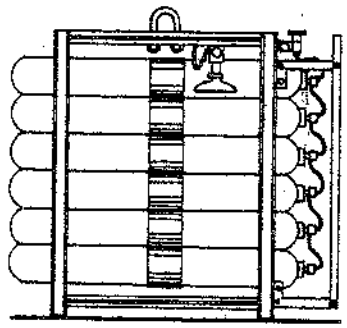


Fig. 40.2 – Unità di carico costituita da bombole contenenti ossigeno, con valvole di collegamento alla rete di alimentazione.

Essendo note pressioni e velocità dell'ossigeno, nonché la portata occorrente alle varie utenze, è possibile determinare il diametro delle tubazioni.

Riportiamo una formula frequentemente adottata per tale calcolo:

$$D^2 = 353{,}5\frac{Q}{PV} \qquad (40.1)$$

dove:
D = diametro interno (mm);
Q = portata riferita alla pressione atmosferica (m³/ora);
P = pressione assoluta (bar);
V = velocità (m/s).

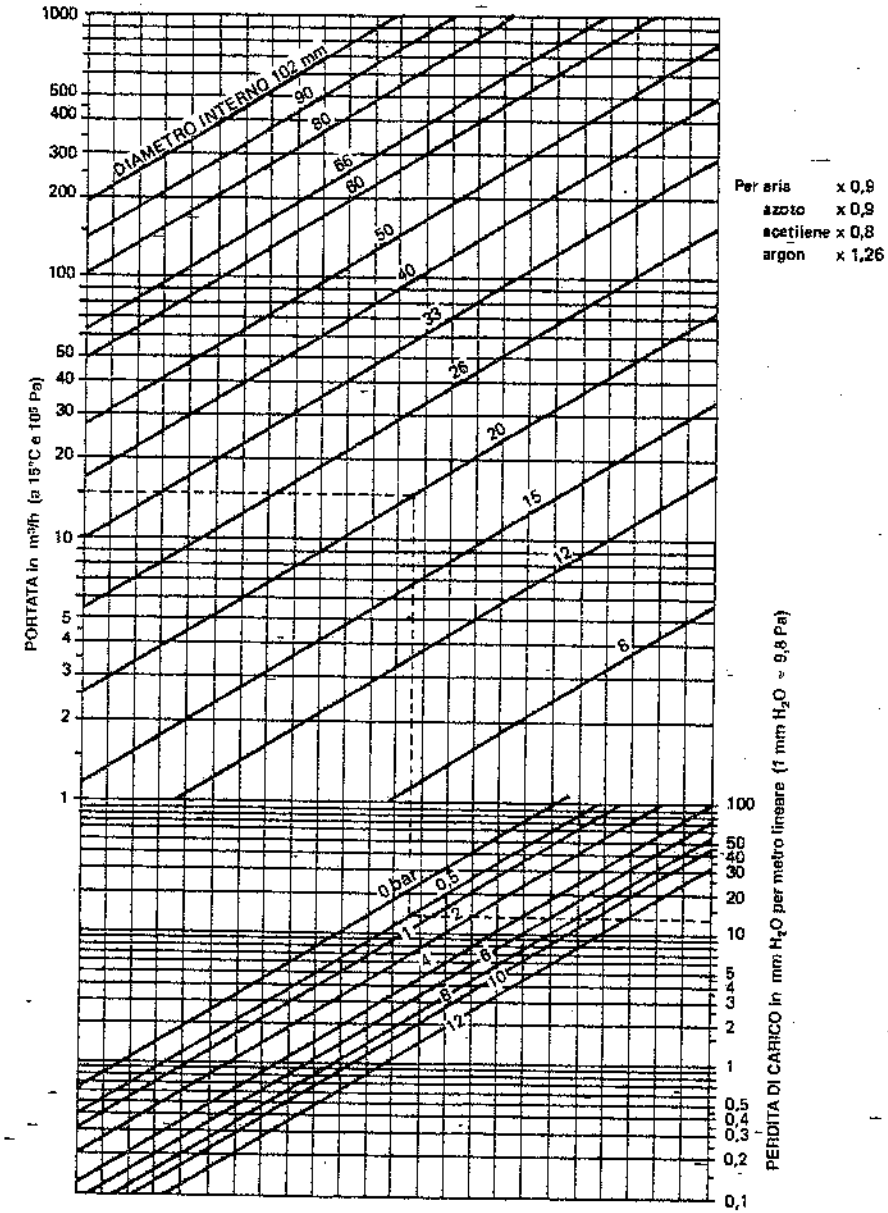
Sono pure utilizzati diagrammi (fig. 40.3) che consentono di determinare le perdite di carico nelle tubazioni in funzione della portata e della pressione dell'ossigeno. Sono inoltre disponibili diagrammi o tabelle con l'indicazione delle perdite di carico dovute a curve, valvole, ecc., in funzione del diametro, della portata e della pressione oppure delle corrispondenti lunghezze equivalenti (tab. 40.I).

L'alimentazione dell'ossigeno dal deposito o dall'impianto di produzione alle utenze dello stabilimento avviene mediante tubazioni di acciaio senza saldatura (serie pesante), preferibilmente installate fuori terra e all'esterno del fabbricato. Ove si debbano interrare, le tubazioni vengono disposte dentro altri tubi di diametro maggiore protetti esternamente con rivestimento anticorrosivo e protezione catodica oppure dentro strutture resistenti (cunicoli in cemento armato o simili).

Le tubazioni dell'ossigeno non devono essere disposte vicino a tubazioni di com-

(1) A titolo orientativo, riportiamo di seguito i valori delle pressioni di distribuzione da adottare in funzione delle principali applicazioni:

	Ossigeno (bar)	Acetilene (bar)
Saldatura, riscaldo e taglio di spessori di acciaio fino a 20 mm	4÷ 5	0,3÷0,4
Taglio di spessori di acciaio fino a 150 mm	8÷10	0,5÷0,8
Taglio di spessori di acciaio oltre 150 mm e fino a 300 mm	12÷15	0,5÷0,8
Affinazione forni elettrici (portata 800 m³/h)	10÷12	–
Convertitori A.O.D. (2700 m³/h)	18	–



Esempio: per 15 m³/h, Ø 20 mm, pressione 0,5 bar, la perdita di carico è:
13 mm/m nel caso dell'ossigeno; 13 · 0,8 = 0,4 mm/m per l'acetilene.

Fig. 40.3 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico nei tubi dell'ossigeno.

bustibile di qualsiasi genere o di liquidi ad alta temperatura. Vengono installate con una certa pendenza (0,2÷0,3% nel senso del moto del gas).

Le giunzioni delle tubazioni sono di solito realizzate mediante saldatura e devono essere eseguite con la massima cura, al fine di evitare che protuberanze e spessori di saldatura all'interno delle tubazioni costituiscano resistenze e attriti al flusso del gas (2).

Le curve devono avere un raggio minimo superiore a 5 volte il diametro. Come organi di intercetazione si usano di solito rubinetti a maschio (fig. 32.62) con tenuta metallica o in teflon.

Tabella 40.I – Lunghezze equivalenti di resistenze accidentali.

Diametro nominale interno mm	Restringimento brusco m	Curva R > 5 D m	Valvola m
25	0,5	0,2	0,3
50	1,0	0,4	0,6
80	1,7	0,6	1,1
100	2,1	0,8	1,5
125	2,6	1,1	1,9
150	3,5	1,3	2,1
200	5,0	1,9	3,0
250	6,5	2,5	4,0
300	8,0	3,2	5,0

L'intero circuito e in particolare le valvole, prima di entrare in esercizio devono essere puliti, anche mediante lavaggi con detergenti o solventi (ad esempio, trielina) curando successivamente la completa eliminazione degli stessi: tale pulizia deve rimuovere ogni traccia di grasso, che – a contatto con l'ossigeno – si incendierebbe.

La rete di stabilimento può essere a maglie oppure a pettine (fig. 40.4). Com'è ovvio, il primo tipo di rete assicura meglio del secondo la continuità operativa e l'equilibratura delle pressioni; la rete a pettine però offre maggiore sicurezza in occasione di interventi manutentivi, riparazioni, allacciamenti di nuove utenze.

Come già per le altre reti, si installano supporti a distanze opportune, in modo da evitare flessioni e vibrazioni delle tubazioni. Nel caso delle tubazioni installate sopra la copertura, gli appoggi sono costituiti da apposite selle.

In corrispondenza della centrale di alimentazione, delle diramazioni più importanti e delle "discese" alle utenze è opportuno prevedere dei tronchi di tubazione, cosiddetti *tagliafuoco*, costituiti da tratti di tubo di rame rosso o di acciaio inossidabile, lunghi almeno 2 m, e dispositivi di sicurezza contro le sovrappressioni.

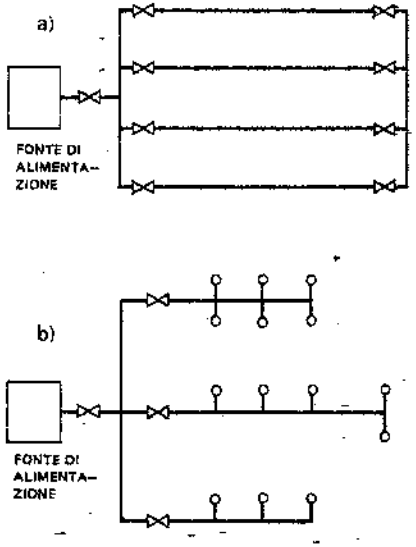


Fig. 40.4 – Schemi di reti di distribuzione dell'ossigeno: a) a maglie; b) a pettine (più frequentemente adottata).

(2) Il collaudo delle reti di distribuzione dell'ossigeno deve essere particolarmente accurato ed eseguito ad una pressione 1,5 volte superiore a quella massima di esercizio: di solito, è effettuato con acqua e tutte le saldature vengono radiografate.

Le tubazioni di collegamento fra la rete principale e le utenze sono realizzate come raffigurato nella fig. 40.5: devono cioè partire dalla parte superiore della tubazione principale ed essere dotate di una valvola e di indicazione che si tratta di ossigeno.

La tab. 40.II fornisce alcuni diametri e spessori consigliati per le tubazioni di alimentazione delle utenze, in funzione della portata.

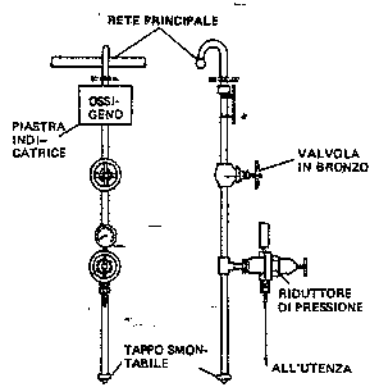


Fig. 40.5 – Derivazione dell'ossigeno dalla rete principale alle utenze.

40.2. ACETILENE

L'acetilene può essere alimentato da un generatore oppure da bombole o ancora da una rete esterna, con o senza l'interposizione di gassometri (3).

Circa le tubazioni di alimentazione del gas allo stabilimento, valgono le stesse considerazioni fatte per l'ossigeno.

Tabella 40.II – Diametri delle tubazioni (di acciaio) per l'alimentazione dell'ossigeno alle utenze.

Portata di ossigeno (m^3/h)	Pressione effettiva alla portata massima (bar)	Dimensione della discesa (mm)
0 - 125	10	21,3 x 3,25
100 - 750	12	42,4 x 4,05
500 - 2000	15	60,3 x 4,50

Lungo le reti di distribuzione sono installati dispositivi atti a prevenire esplosioni (detti anche tagliafiamma), di cui la fig. 40.7 fornisce uno schema, nonché dispositivi di sicurezza contro le sovrappressioni (fig. 40.8).

La rete viene generalmente installata fuori terra ed all'esterno dei fabbricati.

(3) I gassometri di tipo tradizionale (fig. 40.6) sono costituiti da una campana cilindrica con calotta sferica in alto e aperta in basso, immersa e guidata dentro un serbatoio (di acciaio o di cemento armato) pieno d'acqua ed avente dimensioni atte a contenere la campana stessa. L'acqua ha funzione di elemento di tenuta e impedisce ogni comunicazione fra l'interno della campana e l'aria esterna. Quando il volume del gas aumenta, la campana si solleva fino al livello massimo, in corrispondenza del quale un apposito dispositivo interrompe l'arrivo del gas. Per contro, se il prelievo di gas è maggiore della quantità in arrivo, la campana discende fino ad entrare completamente nel serbatoio ed un altro dispositivo interrompe il prelievo del gas. I gassometri (a volume variabile e pressione costante) sono utilizzati come polmone fra la rete di alimentazione principale di un gas (ad esempio, officina di produzione di gas combustibile) e la rete di distribuzione alle utenze: essi sopperiscono alle variazioni dei fabbisogni delle utenze, alle irregolarità della produzione, alle temporanee insufficienze di alimentazione. Per motivi di sicurezza (nei confronti del pericolo di scoppio) si devono applicare precise disposizioni che impongono distanze minime fra i gassometri; inoltre, è necessario prevedere un impianto antincendio attorno all'area occupata da tali serbatoi.

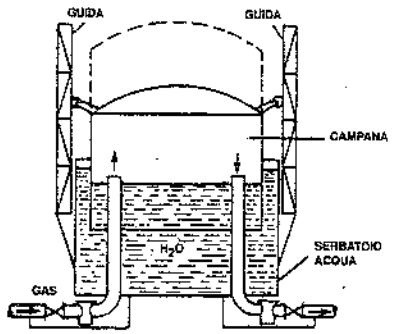


Fig. 40.6 – Schema di un gassometro ad acqua.

Fig. 40.7 – Dispositivo di arresto esplosione.

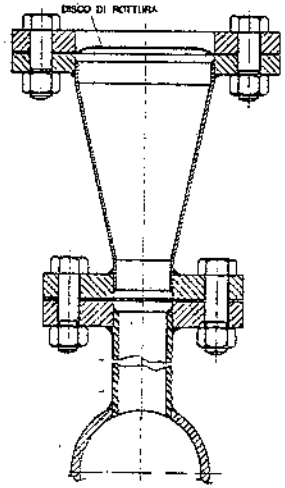


Fig. 40.8 – Dispositivo di sicurezza per reti dell'acetilene.

La fig. 40.9 consente di valutare le perdite di carico nei tubi in funzione della portata e della pressione.

La pressione massima dell'acetilene nelle bombole è fissata dalle norme vigenti in 15 bar a 15°C. È consentito di raggiungere una pressione massima di 25 bar all'uscita del compressore durante la fase di riempimento.

Le bombole di acetilene hanno caratteristiche del tutto particolari, che le differenziano dalle bombole impiegate per altri gas compressi e liquefatti. L'acetilene, infatti, è contenuto nelle bombole sotto forma di soluzione gassosa in un solvente, generalmente acetone (acetilene disciolto) (4). Ciò è dovuto alle particolari caratteristiche del gas acetilene che, allo stato gassoso compresso, può facilmente decomporsi esotermicamente in modo violento se sollecitato da inneschi quali punti caldi, urti, scariche elettriche, ritorni di fiamma.

Allo scopo di:

- favorire lo scioglimento dell'acetilene nel solvente durante la fase di carica delle bombole;
- facilitare la successiva liberazione del gas durante la fase di utilizzo;
- evitare la presenza di volumi liberi contenenti acetilene compresso e quindi instabile, le bombole di acetilene sono completamente riempite con un materiale spugnoso chiamato materia porosa.

Esistono diversi tipi di materia porosa, le cui caratteristiche devono soddisfare ad alcuni requisiti principali e cioè: mantenersi stabili nel tempo; non produrre reazioni

(4) La solubilità dell'acetilene nell'acetone a 15°C e per una pressione massima di 15 bar, è di 24 volumi di acetilene per ogni volume di acetone e per ogni bar di pressione.

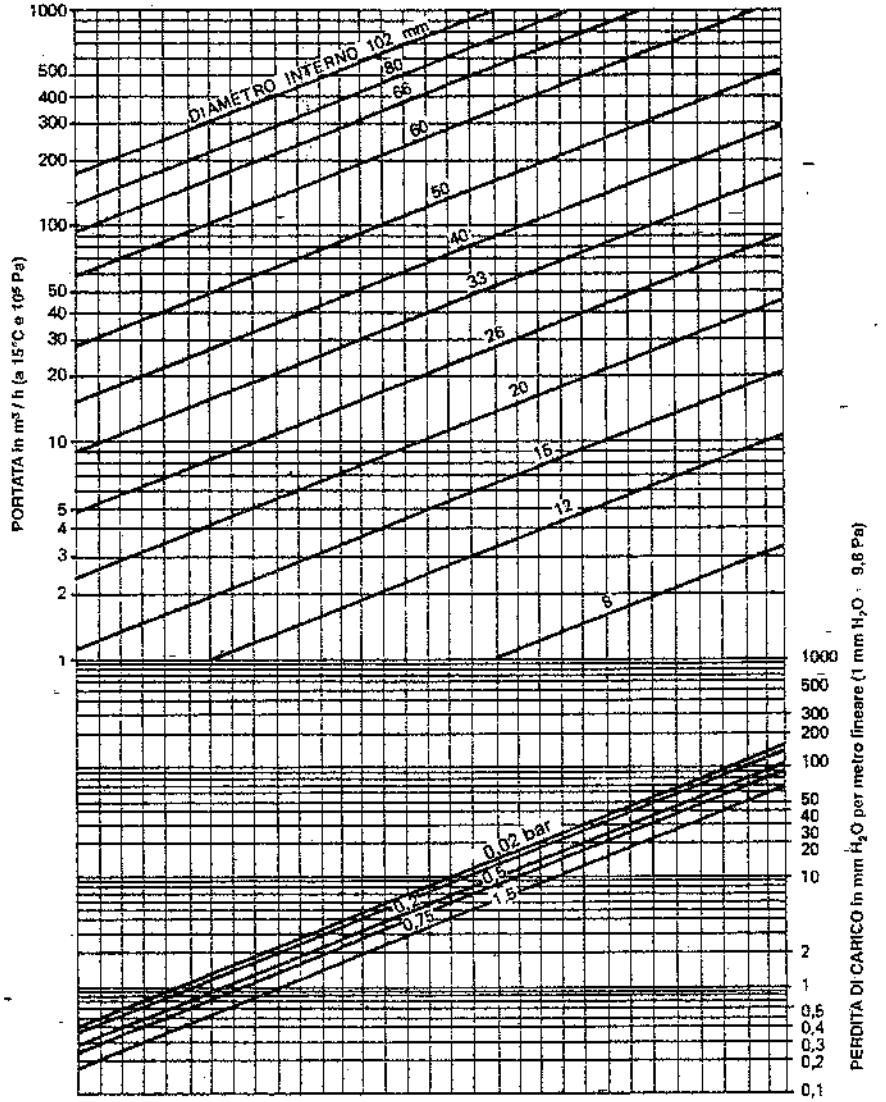


Fig. 40.9 – Abaco per la determinazione delle perdite di carico nei tubi dell'acetilene.

con il metallo delle bombole né con l'acetilene o il solvente; sopportare e neutralizzare gli effetti di una decomposizione del gas innescata da cause accidentali. Le materie porose sono generalmente di tipo monolitico, costituite da silicati ad alta porosità (fino al 92%), con struttura microporosa ed elevate caratteristiche meccaniche.

È evidente che, a parità di capacità geometrica, si può immagazzinare tanto più acetilene quanto più elevata è la porosità della materia porosa.

Le norme per l'accettazione ed il collaudo delle bombole di acetilene e materia porosa sono raccolte nella norma internazionale I.S.O. 3807 del 7 aprile 1977.

Il contenuto di acetilene nelle bombole si determina per pesata.

40.3. MAGAZZINI DI OSSIGENO E ACETILENE

I magazzini delle bombole dell'ossigeno e dell'acetilene devono essere costruiti in materiali incombustibili e risultare ben ventilati (per l'acetilene occorre il preventivo benestare dei vigili del fuoco).

Nel locale adibito a magazzino, le bombole dell'acetilene e dell'ossigeno devono essere separate le une dalle altre, prevedendo una divisione del locale stesso mediante muri costruiti in materiali resistenti al fuoco ed a parete piena (spessore 40 cm se di mattoni pieni oppure 25 cm se di cemento armato), senza alcuna apertura. Anche le bombole vuote devono essere tenute distinte per tipo di gas contenuto e separate da quelle piene dello stesso tipo.

Le bombole inoltre devono essere disposte a magazzino in posizione verticale ed in modo che non possano cadere o urtarsi: a tale fine, si ricorre a rastrelliere come quella esemplificata in fig. 40.10, relativa a un magazzino di bombole contenenti ossigeno e acetilene.

Rileviamo, infine, che le bombole sono dotate di valvole di intercettazione e di sicurezza (contro i ritorni di fiamma), sopra le quali viene avvitato un cappuccio di protezione.

I serbatoi contenenti ossigeno liquido sono costruiti in acciaio inossidabile e sono rivestiti da un isolante polverulento (perlite) mantenuto sotto vuoto spinto entro un involucro in acciaio al carbonio; il tutto appoggia su una fondazione in calcestruzzo (5).

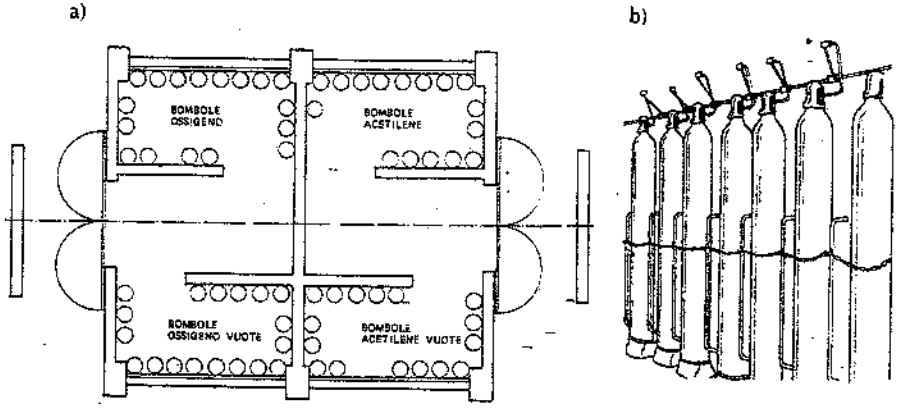


Fig. 40.10 – Deposito di bombole contenenti ossigeno e acetilene. Il deposito è servito da un carroponte a traslazione manuale con paranco pneumatico da 200 kg: a) pianta; b) particolare rastrelliera per bombole.

Tali serbatoi vengono installati all'aria libera o in apposito locale usato esclusivamente per questo scopo, costruito con materiali incombustibili e adeguatamente ventilato.

I contenitori devono trovarsi alle distanze di seguito specificate:
- 15 m da depositi di materiali combustibili, infiammabili, gas compressi o liquefatti e da costruzioni in materiali combustibili;
- 7,5 m da fabbricati con pareti perimetrali incombustibili e resistenti al fuoco;
- 3 m da strutture incombustibili e resistenti al fuoco.

40.4. GAS NATURALE

Sul gas naturale (impropriamente chiamato metano quando questo è presente per il 70÷80% anziché per il 96÷99%, come estratto da certi giacimenti) esiste una normativa relativa ai metanodotti; tale normativa viene correntemente "estesa per analogia" alle reti di distribuzione interne ai comprensori industriali. In particolare, si fa riferimento al D.M. 24 novembre 1984 ed al D.M. 8 giugno 1993.

In Italia, il gas naturale viene di regola fornito dalla SNAM a pressioni contrattualmente comprese fra 2 e 70 bar. Negli stabilimenti, per consentire la misura e la distribuzione del gas a pressioni di sicurezza, si installa una "cabina di decompressione e misura" (fig. 40.11) immediatamente all'interno della cinta (6).

Le cabine di misura e le sale compressori devono avere pareti in muratura di mattoni pieni a due teste oppure in calcestruzzo armato di spessore non inferiore a 15 cm.

La copertura deve essere in materiale leggero e incombustibile. Nella parte alta delle pareti vanno previste ampie aperture prive di serramenti, nella parte bassa feritoie di aerazione. La porta, apribile verso l'esterno, deve essere metallica. Per impedire l'accesso a persone estranee, le cabine sono protette da recinzioni in rete metallica o simili, distanti almeno 2 m dai muri perimetrali delle stesse.

I recipienti di accumulo del gas possono essere installati a piano campagna o in apposito cavo e devono essere facilmente accessibili ed ispezionabili. Inoltre, a protezione delle schegge proiettate a seguito di incidente ai recipienti, si devono costruire rilevati di terra o muri in cemento armato (di spessore non inferiore a 15 cm) sovrastanti di almeno 1 m il punto più alto dei recipienti stessi.

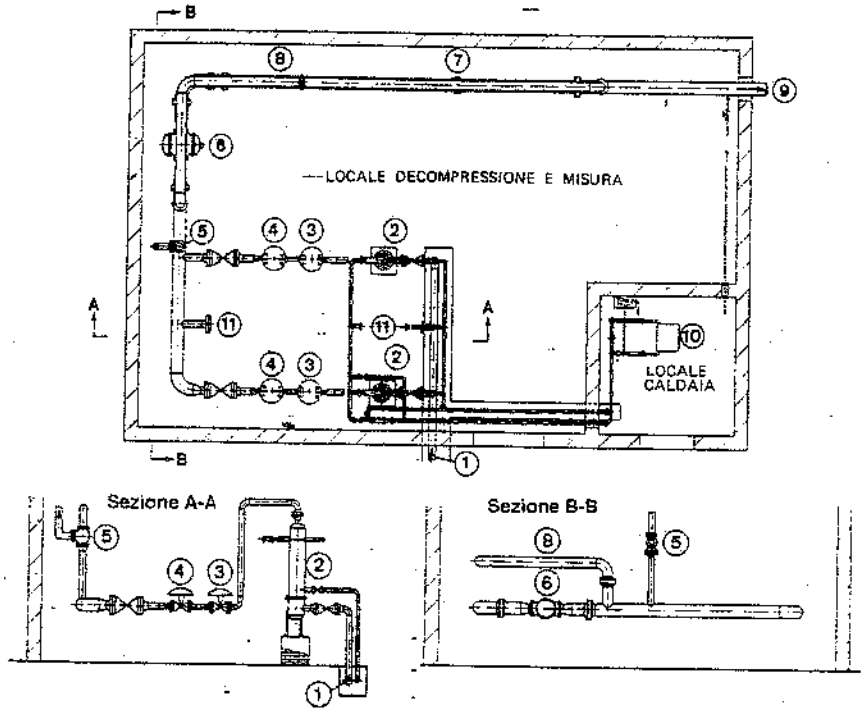
La rete di distribuzione alle utenze è normalmente a pettine, aerea od in cunicolo (a profondità ≥ 0,5 m) ed esterna ai fabbricati per motivi di sicurezza.

Quando risulta indispensabile interrare le tubazioni (7), si adotta una delle seguenti soluzioni:
- interramento diretto;

(5) La C.M. n. 99 del 15 ottobre 1964 precisa le caratteristiche dei contenitori di ossigeno liquido e degli evaporatori freddi per uso industriale.

(6) L'accumulo di calore sotto forma di gas naturale compresso in bombole è molto limitato perché il costo di tale sistema di accumulo è decisamente superiore a quello sotto forma di gas di petrolio liquefatto in serbatoi sotto pressione.

(7) Qualora si fosse costretti ad interrare le tubazioni, si deve scegliere un tracciato che eviti opere, manufatti o cumuli di materiali che possano danneggiare le tubazioni oppure accrescere i pericoli derivanti da eventuali fughe di gas. Le condotte vanno interrate a una profondità di circa 0,80 m e devono essere dotate di un rivestimento atto a proteggerle contro le corrosioni causate da correnti elettriche disperse nel terreno. La distanza minima dai fabbricati delle tubazioni interrate contenenti gas a pressioni superiori a 0,5 bar è di 1,50 m, a meno di adottare adeguati manufatti protettivi. La presenza di tubazioni interrate deve essere segnalata – in posizioni opportune – mediante apposite targhe indicatrici.



1. Ingresso gas alta pressione da metanodotto – 2. Filtro-riscaldatore (scambiatore gas/acqua calda) – 3. Riduttore-regolatore di pressione con funzione di "monitor" (normalmente tutto aperto, interviene solo in caso di avaria di 4) – 4. Riduttore-regolatore di pressione gas – 5. Valvola di sicurezza – 6. Contatore volumetrico – 7. Diaframma venturimetrico (controlla il contatore volumetrico e rileva l'andamento dei consumi) – 8. Bipasso di 6 e 7 – 9. Uscita gas (misurato ed a pressione ridotta) verso le utenze – 10. Caldaia ad acqua calda per mantenere il gas a temperatura costante (15°C circa) – 11. Predisposizione per terza linea di decompressione.

Fig. 40.11 – Cabina di decompressione e misura di gas naturale comprendente due linee, di cui una di riserva, più predisposizione per una terza linea. Schema secondo normativa SNAM, per portate fino a 3500 Nm^3/h.

– protezione con manufatto in calcestruzzo con intercapedine di aerazione collegata a sfiati;
– protezione con tubo di acciaio di diametro maggiore ("tubo guaina") con sfiati in atmosfera; questa soluzione è obbligatoria nel sottopasso di binari ferroviari.

Immediatamente a valle degli impianti di decompressione ed in corrispondenza di tutte le diramazioni vengono installate valvole di intercettazione: per motivi di sicurezza, si adottano rubinetti a maschio lubrificato oppure valvole a sfera con corpo di acciaio e con elemento di tenuta in materiale elastico (ad esempio, teflon) operante contro sede metallica speculare, generalmente cromata. Fra una valvola e l'altra si prevede almeno uno sfiato. Sono anche installate elettrovalvole automatiche di blocco, pilotate da impianti di rivelazione di miscele esplosive.

I tubi costituenti la rete di distribuzione sono di acciaio, collegati fra loro con saldatura di testa, oppure di resine derivate dalla polimerizzazione dell'etilene e opportunamente stabilizzate.

Quando la pressione del gas è relativamente elevata, si installano, in prossimità delle utenze, dei "riduttori di secondo salto" per consentire una misura della portata a pressione nota e prossima a quella richiesta dall'utenza.

Di norma, le pressioni di distribuzione all'interno degli stabilimenti variano da 3,5 a 4 bar; per utenze particolari (turbine a gas) si arriva fino a 20÷22 bar. Nelle reti di distribuzione del gas naturale è consigliabile non superare velocità di 25÷50 m/s, in relazione al diametro ed alla pressione. In pratica, si impone una perdita di carico ammissibile, a seconda della pressione di esercizio, e si determina il diametro che soddisfa tale condizione: le perdite di carico consigliate sono riportate nella tab. 40.III.

Tabella 40.III – Perdite di carico unitarie e velocità consigliate per le reti di gas naturale.

Pressione di esercizio	Perdite di carico (bar/100 m)	Velocità normale (m/sec)
< 1 bar	0,01÷0,06	60
fino a 7 bar	0,02÷0,1	45
da 7 a 69 bar	0,1÷0,5	30
> 69 bar	0,7% della pressione di esercizio	30

Per il calcolo delle perdite di carico nelle tubazioni di distribuzione, si può applicare la *formula di Renouard* semplificata:
– per alte e medie pressioni:

$$P_A^2 - P_B^2 = 48.600\ S\ L\ Q^{1,82}\ D^{-4,82} \qquad (40.2)$$

– per basse pressioni (< 1 bar):

$$P_A - P_B = 232 \cdot 10^6\ S\ L\ Q^{1,82}\ D^{-4,82} \qquad (40.3)$$

dove:
P_A, P_B = pressioni assolute in bar all'inizio e alla fine della tubazione;
S = densità del gas relativa all'aria a 15°C e 10^5 Pa;
L = lunghezza equivalente della tubazione in km;
Q = portata in m^3/h a 15°C;
D = diametro interno in mm.

Gli spessori teorici dei tubi sono calcolati con la formula:

$$t = \frac{p_o D_e}{2\sigma E} = \frac{p_o D_i}{2(\sigma E - p_o)} \qquad (40.4)$$

essendo:
t = spessore teorico in cm;
p_o = pressione di progetto in bar;
D_e = diametro esterno in cm;
D_i = diametro interno in cm;
σ = carico di lavoro in bar;
E = fattore di efficienza del giunto.

Il carico di lavoro deve corrispondere al valore:

$$\sigma = \frac{s}{K} \quad (40.5)$$

dove:
s = carico di snervamento minimo del tipo di materiale prescelto, in bar;
K = fattore di sicurezza.

La pressione di progetto p_0 deve essere almeno del 10% superiore alla massima pressione di esercizio, mentre il fattore di sicurezza K è scelto nel modo seguente:
– per pressione massima di esercizio compresa fra 12 e 5 bar: K = 4;
– per pressione massima di esercizio non superiore a 5 bar: K = 5.

Il valore del fattore di efficienza del giunto E si pone uguale a 1.

In ogni caso, lo spessore del tubo non deve essere inferiore a:
– 2 mm per diametro esterno fino a 30 mm;
– 2,6 mm per diametro esterno da 31 a 65 mm;
– 2,9 mm per diametro esterno da 66 a 160 mm;
– 4 mm per diametro esterno da 161 a 325 mm.

Rispetto al diametro esterno ed allo spessore dei tubi, sono ammesse le seguenti tolleranze:
a) rispetto al diametro esterno: ± 1%;
b) rispetto allo spessore, per tubi con diametro esterno fino a 457 mm: + 15%; – 12,5%.

Il collaudo delle tubazioni viene eseguito idraulicamente oppure – quando gli staffaggi non sono in grado di sopportare il carico delle tubazioni piene di acqua – mediante aria o gas inerte, sottoponendo tutte le saldature a radiografie. La pressione di collaudo deve essere uguale a 1,5 volte la pressione massima di esercizio: la prova è considerata positiva se la pressione rimane costante per 24 ore nel caso della prova ad aria o a gas e per 48 ore per la prova idraulica. Per evitare che le pressioni massime di esercizio vengano superate, a valle dei compressori si installano valvole di sicurezza atte ad intervenire prima che la pressione in rete superi di oltre lo 0,2% la prevista pressione massima di esercizio.

I locali dove sono installati la centrale termica o impianti assimilabili funzionanti a gas naturale devono rispondere alla normativa vigente. In particolare, devono essere costruiti con materiali incombustibili e resistenti al fuoco; coperti con una struttura in conglomerato cementizio armato; separati dai locali attigui mediante pareti prive di aperture (spessore minimo 38 cm se in muratura, 20 cm se in cemento armato).

Le aperture di aerazione (porte, finestre, lucernari) devono avere un'area non inferiore a 1/10 della superficie totale del locale (pavimento, soffitto, pareti); almeno 1/5 di tale area deve essere sprovvista di serramenti.

Per gli impianti tecnologici industriali occorre caso per caso adeguare la sistemazione degli stessi e dei relativi fabbricati alle esigenze di sicurezza.

40.5. GAS DI PETROLIO LIQUEFATTO (g.p.l.)

Alcune industrie, non servite da metanodotto, devono prevedere un impianto di deposito e alimentazione di gas di petrolio liquefatto (è il caso, ad esempio, di certi forni di trattamento termico con riscaldamento a propano).

In proposito, è opportuno ricorrere a serbatoi interrati o fuori terra, in acciaio, cilindrici ad asse orizzontale, oppure a bombole.

Il D.M. 31 marzo 1984 detta norme di sicurezza per la progettazione, la costruzione, l'installazione e l'esercizio dei depositi di gas di petrolio liquefatto con capacità complessiva non superiore a 5 m^3.

Tali depositi devono essere costituiti da serbatoi della capacità geometrica singola compresa fra 150 e 5000 litri, installati in aree a cielo libero, interrati o fuori terra.

I serbatoi interrati vanno collocati ed ancorati (mediante due o più collari fissati al pavimento) dentro casse di contenimento costruite in conglomerato cementizio e intonacate con materiale impermeabile, in modo da impedire la diffusione del gas – in caso di perdite – nel terreno adiacente. Le casse di contenimento devono inoltre soddisfare le seguenti condizioni:
– essere protette dagli agenti atmosferici mediante coperture leggere incombustibili;
– i bordi superiori devono sporgere di 10÷40 cm rispetto al piano campagna;
– fra serbatoi e pareti deve essere lasciato uno spazio di almeno 30 cm, riempito con sabbia asciutta; la sabbia deve anche ricoprire i serbatoi, lasciando in vista gli accessori.

I serbatoi fuori terra devono essere collocati su selle o supporti ancorati al terreno. Se nelle vicinanze transitano automezzi, ad una distanza non inferiore a 1,50 m dal serbatoio deve essere realizzato un cordolo od altro *guard-rail* alto almeno 20 cm.

Il citato D.M. 31 marzo 1984 prescrive poi *distanze di sicurezza* da prevedere fra gli elementi pericolosi del deposito (serbatoi, punti di riempimento ed organi di intercettazione) ed i seguenti elementi esterni alla proprietà:
– fabbricati industriali, depositi di materiali combustibili e infiammabili ed aperture di fogna: 5 m per depositi di capacità fino a 3 m^3 e 7,5 m per depositi di capacità oltre 3 m^3 e fino a 5 m^3;
– fabbricati e/o locali destinati anche in parte a esercizi pubblici: 10 m per depositi di capacità fino a 3 m^3 e 15 m per depositi di capacità oltre 3 m^3 e fino a 5 m^3;
– linee ferroviarie e tranviarie: 15 m;
– proiezione verticale di linee elettriche di alta tensione: 15 m;
– confini di proprietà: 3 m.

Le stesse distanze devono essere osservate anche rispetto ad elementi posti all'interno della proprietà. Se però si interrano i serbatoi o si interpongono muri che sovrastino di almeno 0,50 m il più alto elemento pericoloso da proteggere, le suddette distanze minime di sicurezza possono essere dimezzate.

Nelle figure 40.12 e 40.13 sono riportate le principali distanze di sicurezza indicate dal D.M. 31 marzo 1984 nelle due alternative di un serbatoio di g.p.l. avente rispettivamente capacità fino a 3 m^3 e da 3 a 5 m^3.

Si precisa inoltre che:
– gli elementi pericolosi del deposito devono essere disposti in apposita zona delimitata da recinzione in rete metallica alta al minimo 1,80 m e dotata di porta apribile verso l'esterno;
– i serbatoi fuori terra devono essere contornati da un'area avente profondità non minore di 5 m, completamente sgombra e priva di vegetazione;
– la distanza orizzontale fra due serbatoi dello stesso deposito, sia fuori terra che interrati, deve essere almeno pari al diametro del maggiore dei serbatoi, con un minimo di 0,80 m.

Se nelle vicinanze transitano automezzi, ad una distanza non inferiore a 1,50 m dal serbatoio deve essere realizzato un cordolo od altro guard-rail alto almeno 20 cm.

Il grado di riempimento dei serbatoi deve essere inferiore all'80% per i serbatoi fuori terra e all'85% per i serbatoi interrati.

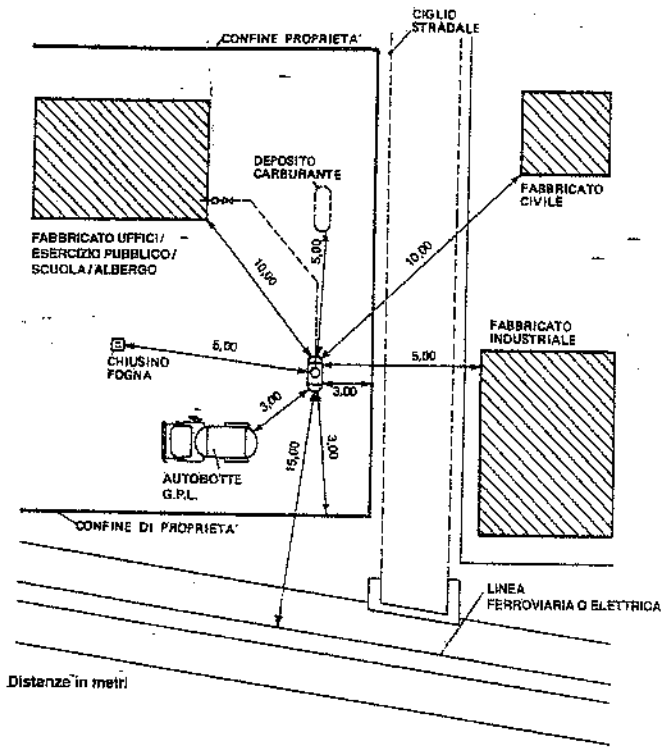


Fig. 40.12 – Distanze di sicurezza e di protezione minime fra un serbatoio di g.p.l. di capacità fino a 3 m³. Con serbatoio interrato o con muri di schermo le distanze indicate si dimezzano.

Ogni serbatoio deve avere i seguenti accessori:
- indicatore di livello;
- sistema di controllo del livello massimo ammissibile;
- valvola di sicurezza;
- manometro indicante il valore della pressione di bollo del serbatoio (8);
- messa a terra.

I serbatoi fissi di capacità superiore a 5 m³ ed i recipienti mobili di capacità complessiva superiore a 5000 kg sono soggetti alle norme tecniche precisate nel D.M. 13 ottobre 1994: in particolare per quanto concerne l'ubicazione, le distanze di sicurezza, le recinzioni e le predisposizioni antincendio (9).

Per i magazzini di g.p.l. in bombole fino a 5000 kg di capacità complessiva, si applica la C.M. n. 74 del 20 settembre 1956, la quale introduce alcune norme specifiche riguardanti in particolare:

(8) I serbatoi sono sottoposti al controllo dell'ISPESL (Istituto Superiore per la Prevenzione e la Sicurezza del Lavoro).

(9) È prevista l'installazione di un numero adeguato di idranti DN70, distanti uno dall'altro non più di 60 m.

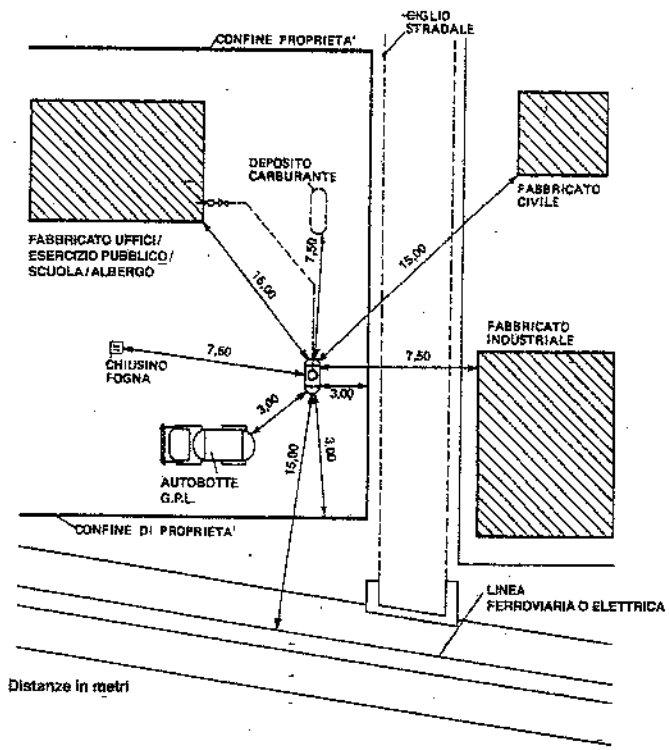


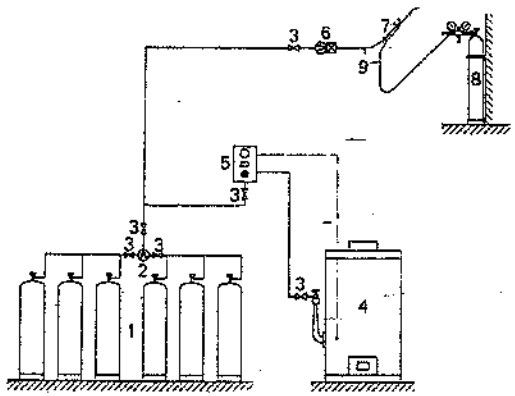
Fig. 40.13 – Distanze di sicurezza e di protezione minime fra un serbatoio di g.p.l. di capacità oltre 3 m³ e fino a 5 m³. Con serbatoio interrato o con muri di schermo le distanze indicate si dimezzano.

a) l'ubicazione (in locali ad un solo piano fuori terra, isolati e recintati);
b) la distanza dal più vicino fabbricato (≥ 6 m, se si tratta di fabbricati pertinenti il magazzino e destinati ad usi accessori, ad esempio come depositi delle bombole vuote; ≥ 15 m in tutti gli altri casi);
c) gli impianti elettrici, che devono essere del tipo a sicurezza (norma CEI 64-2);
d) le caratteristiche costruttive:
   - il magazzino per bombole piene può essere costituito da un unico locale o suddiviso in più scomparti (box): questi ultimi devono essere chiusi su tre lati (con muri divisori che si innalzino sopra la copertura di almeno 1 m) e aperti sul quarto; la copertura del magazzino è costituita da strutture portanti in cemento armato; le aperture di aerazione devono avere una superficie pari a 1/5 dell'area del pavimento, essere prive di serramenti e ricavate a filo pavimento e a filo copertura, con protezione in rete metallica a maglie fini; il pavimento è sopraelevato rispetto al piano praticabile esterno;
   - il magazzino per bombole vuote è separato da quello per bombole piene da una distanza di sicurezza ≥ 6 m; se tale deposito è costituito da una tettoia, questa dovrà essere realizzata in materiali incombustibili.

La fig. 40.14 riporta lo schema base di un impianto di deposito e distribuzione di g.p.l.

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione vale quanto detto per il gas naturale. I tubi utilizzati sono in acciaio. Le giunzioni sono del tipo saldato di testa, limitando l'adozione delle flange ove queste siano assolutamente necessarie per smontaggi.

Tubi e giunzioni devono essere protetti con rivestimenti anti-ossidazione; occorre inoltre assicurarne la continuità elettrica.



1. Batteria di bombole – 2. Commutatore, combinato con regolatore della pressione di distribuzione – 3. Dispositivo di chiusura – 4. Forno industriale – 5. Apparecchio di comando con regolatore di pressione incorporato – 6. Regolatore di pressione con sicurezza incorporata contro il ritorno di fiamma – 7. Cannello per riscaldo – 8. Bombola di ossigeno con valvola riduttrice di pressione – 9. Tubazioni flessibili di alimentazione del cannello.

Fig. 40.14 – Impianti industriali a g.p.l.

Anche le tubazioni di g.p.l. sono installate all'esterno dei fabbricati, preferibilmente aeree. Quando devono essere poste sottosuolo, si fa distinzione fra tubazioni interrate e tubazioni in cunicolo. Le prime devono essere protette da incamiciatura metallica a tenuta, avente diametro maggiore di almeno 20 mm rispetto alla tubazione del g.p.l.; avere giunzioni flangiate allogate in appositi pozzetti intonacati con materiali impermeabili e riempiti di sabbia asciutta; ciascun tratto di "camicia" compreso fra due flange deve avere uno sfiato costituito da un tubo alto 1,50 m sul piano terra, con la parte terminale a gomito, munito di reticella tagliafiamma.

I cunicoli devono essere rivestiti all'interno con materiali impermeabili, riempiti di sabbia asciutta e risultare ispezionabili.

Eventuali vaporizzatori si devono installare all'aperto (solo protetti dalle precipitazioni), in prossimità dei punti di utilizzazione del g.p.l., ma rispettando le distanze prescritte.

Il g.p.l., avendo una densità superiore a quella dell'aria, tende ad addensarsi nei punti bassi: occorre pertanto assicurarne lo spandimento su spazi ampi, evitando l'installazione di apparecchiature di impianto in posizioni che favoriscano la formazione di tali addensamenti (sacche).

40.6. IDROGENO

Per il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'idrogeno negli stabilimenti industriali si seguono gli stessi criteri indicati per l'aria compressa (capitolo 38).

Le reti sono realizzate mediante tubi in acciaio e giunzioni saldate.

L'idrogeno viene immagazzinato in bombole o in serbatoi, seguendo le stesse raccomandazioni di sicurezza già indicate per i gas infiammabili.

Inoltre, nel caso dei serbatoi si devono prevedere protezioni laterali in cemento armato e coperture antiscoppio (fig. 40.15), con limiti di rispetto variabili a seconda

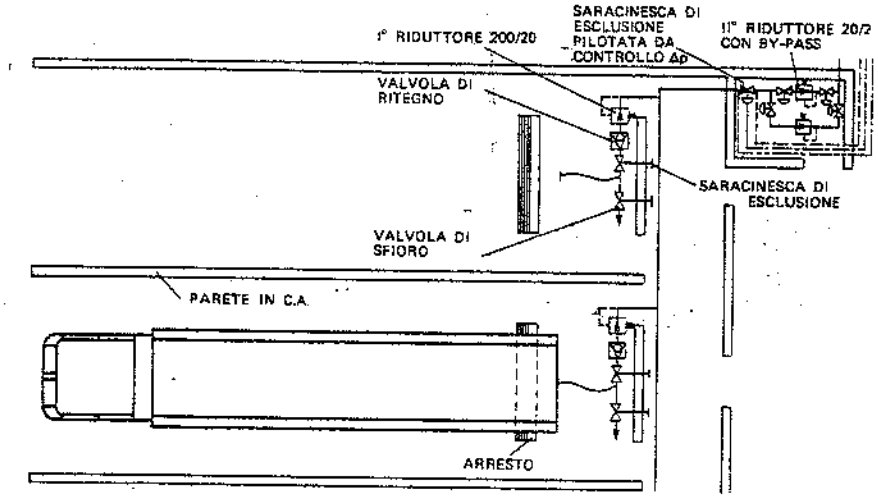


Fig. 40.15 – Esempio di deposito di idrogeno (dentro autobotti su semitrailer).

delle quantità stoccate, in conformità alle disposizioni dei comandi VV.F. competenti per territorio.

40.7. AZOTO E ARGON

L'azoto e l'argon vengono normalmente distribuiti alle utenze di stabilimento senza particolari accorgimenti se non quello di evitare l'installazione delle tubazioni in locali poco aerati e di piccole dimensioni.

Si devono evitare le fughe di argon in quanto l'elevata massa volumica (1,78 kg/Nm^3) rende il gas estremamente poco miscibile con l'aria, con pericolo di formazione di sacche difficili da rilevare.

Il dimensionamento delle reti viene effettuato come per l'aria compressa.

I gas in esame sono solitamente consegnati agli stabilimenti industriali in fase liquida. Essi vengono stoccati in serbatoi collaudati dall'ISPESL alle pressioni richieste (non esistono praticamente limiti superiori).

A valle del serbatoio sono installati un vaporizzatore e un riduttore di primo stadio.

Per piccoli fabbisogni, la consegna avviene in fase gassosa, in bombole, il cui deposito deve essere previsto lontano da fonti di calore e molto ventilato. Le bombole sono tenute verticali e protette mediante rastrelliere analoghe a quelle già menzionate per le bombole dell'ossigeno e dell'acetilene (fig. 40.10.b).

Anche i magazzini bombole dei gas in esame devono essere approvati dai VV.F. competenti per territorio.

40.8. COLORAZIONI DISTINTIVE DELLE BOMBOLE

La tabella UNI 4045 indica le colorazioni distintive delle bombole per gas compressi, liquefatti o disciolti sotto pressione (tab. 40.IV); essa precisa di ogni colore le coordinate di cromaticità ed il fattore di luminanza; inoltre, stabilisce le zone delle bombole che devono essere colorate: nel caso delle bombole destinate a contenere gas per usi esclusivamente industriali, la zona colorata, alta circa 10 cm, può essere ricavata sull'ogiva (fig. 40.16) o sul corpo cilindrico.

Tabella 40.IV – Colorazioni distintive delle bombole per gas.

Anidride carbonica	grigio chiaro
Aria	bianco e nero
Azoto	nero
Ciclopropano	arancione (1)
Elio	marrone
Etilene	viola
Ossigeno	bianco
Protossido di azoto	blu
Acetilene disciolto	arancione
Ammoniaca	verde chiaro
Cloro	giallo
Idrogeno	rosso
Miscela	alluminio

(1) Con la scritta ciclopropano.

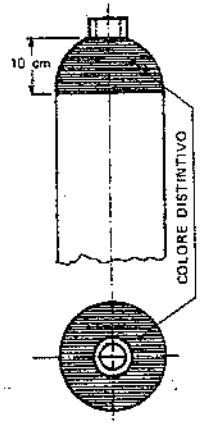


Fig. 40.16 – Posizione della colorazione distintiva sulle bombole per gas compressi.

40.9. BIBLIOGRAFIA

A. Hugon, R. Traverse, *Le complexe usinier*, Parigi, Editions Eyrolles.
G. Pastonesi, *Elementi di calcolo per macchinario di impianti chimici*, Milano, Ed. Mursia.
A. Williams, W. Lom, *Liquefied petroleum gases*, Chichester, Ellis Horwood ltd.
E. Biard, *Technique de l'utilisation du gaz*, Parigi, J. & R. Seunac.

41. Impianti elettrici

41.1. NORMATIVA

Gli impianti elettrici sono soggetti ad una ampia normativa nazionale e comunitaria, che rivolge una attenzione sempre maggiore ai problemi della sicurezza e della salute dei lavoratori. Tali norme, inoltre, sono in continua evoluzione, anche al fine di unificare internazionalmente le regole della buona tecnica e dell'antinfortunistica in campo elettrico.

Ciò premesso, citiamo i principali documenti normativi, raccomandando di aggiornarsi in merito ogni qual volta si esegua o si realizzi un progetto.

Nel *campo legislativo* vanno ricordate, in particolare:

- la *legge 1° marzo 1968, n. 186*, che stabilisce due principi fondamentali:

a) gli apparecchi e gli impianti elettrici ed elettronici vanno eseguiti a regola d'arte;
b) gli apparecchi e gli impianti elettrici ed elettronici eseguiti secondo le norme CEI sono a regola d'arte;

- il *D.M. 21 marzo 1968* "Norme tecniche per la progettazione, l'esecuzione e l'esercizio delle linee elettriche aeree esterne";
- la *legge 5 marzo 1990, n. 46* ("Norme per la sicurezza degli impianti") e relativo Regolamento di attuazione (D.P.R. 6 dicembre 1991, n. 447): la progettazione degli impianti elettrici deve essere eseguita da tecnici iscritti ad albi professionali; la esecuzione degli impianti stessi deve essere affidata a imprese iscritte al Registro di cui al R.D. 20 settembre 1934, n. 2011, od agli albi professionali di cui alla legge 8 agosto 1985, n. 443; la ditta esecutrice è tenuta a fornire, a fine lavori, una certificazione (1) sul lavoro svolto e sui materiali impiegati, mentre il progetto elettrico va presentato già in fase di domanda per la licenza edilizia;

(1) Trattasi di una *dichiarazione di conformità* degli impianti realizzati alle norme vigenti; essa deve indicare: normative di riferimento; tipologia dei materiali e componenti adottati; riferimenti al progetto. Quest'ultimo è obbligatorio - per le attività produttive - quando l'impianto elettrico è alimentato a tensione superiore a 1000V (inclusa la parte in bassa tensione) oppure quando le utenze sono alimentate in bassa tensione ma la superficie dell'edificio supera i 200 m².

- il citato Regolamento di attuazione precisa inoltre che "gli impianti realizzati in conformità alle norme tecniche dell'UNI e del CEI nonché alla legislazione tecnica vigente si intendono costruiti a regola d'arte";
- il D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, ribadisce l'obbligo dell'adozione delle misure di sicurezza sui luoghi di lavoro, riconfermando – in sostanza – le vigenti disposizioni in materia di prevenzione degli infortuni.

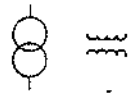
Nel *campo tecnico*, le norme sono emesse in Italia dal CEI che segue la impostazione CENELEC (2) e tiene conto di quanto elaborato dall'IEC (International Electrotechnical Commission) in campo internazionale. A conferma dell'intensa attività del CEI, si citano le norme dei Comitati 64 e 11: in particolare, la norma CEI 64-8 sugli impianti elettrici utilizzatori a tensione nominale non superiore a 1000 V.

Si ricorda, inoltre, l'opera dell'UNI sulla normalizzazione di componenti, dell'Istituto per il Marchio di Qualità (IMQ) relativamente ai materiali elettrici, del CESI, dell'INGF e dei Politecnici per la esecuzione di prove e per le certificazioni.

La sorveglianza tecnica degli impianti di terra e di parafulmine realizzati nei luoghi di lavoro è affidata per legge all'ISPESL (prima verifica) e alle USSL (verifiche periodiche).

Nella tab. 41.I sono riportati alcuni dei numerosi segni grafici uniformati dal CEI alle norme internazionali ed utilizzati per raffigurare gli schemi elettrici.

Tabella 41.I. – Simboli grafici normalizzati per indicare graficamente componenti dei sistemi elettrici (norme CEI 3-18, 3-19).

Trasformatore a due avvolgimenti		Interruttore automatico di potenza sezionabile	
Terra		Presa ad innesto per organo sezionabile	
Massa, telaio		Lampada (segno generale)	
Motore		Raddrizzatore	
Batteria di accumulatori o di pile		Convertitore di corrente continua in alternata (inverter)	
Interruttore automatico di potenza		Relé di massima corrente	

(2) Il CENELEC è l'organismo normatore nel settore elettrico per la Comunità Europea.

41.2. FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA

In Italia, la produzione di energia elettrica è regolata dalla legge 6 dicembre 1962, n. 1643, e dal D.P.R. 18 marzo 1965, n. 342, che demandano all'ENEL la produzione e la distribuzione dell'energia stessa (fanno eccezione a tale monopolio le Aziende Municipalizzate già produttrici prima della legge n. 1643).

È peraltro incentivata l'autoproduzione da parte dei privati, con particolari facilitazioni (ad esempio, concessione di mutui agevolati) nei casi in cui ne consegua un risparmio energetico; inoltre, l'energia eventualmente resa alla rete pubblica è retribuita a prezzo di mercato; infine, è consentito – predisponendo adeguate protezioni (3) – il vettoriamento, tramite la rete ENEL, dell'energia prodotta ad uno o più stabilimenti dell'autoproduttore.

I sistemi di autoproduzione sono finalizzati ai seguenti scopi:
- alimentazione dei servizi essenziali per lo smaltimento (in caso di mancata alimentazione dall'esterno);
- risparmio energetico e minor costo dell'energia elettrica;
- riduzione delle punte di carico.

Le tensioni di fornitura dell'energia elettrica da parte dell'ENEL o dell'Azienda Municipalizzata locale sono:
- la bassa tensione, BT, (380–220 V) per piccole utilizzazioni (fino a circa 100 kW);
- la media tensione, MT, (30–20–15–10–6–5,3 kV) per medie utilizzazioni (fino a 4÷5 MW);
- l'alta tensione, AT, (220, 150 o 132 kV) per grandi utilizzazioni.

Gli stabilimenti alimentati a media od alta tensione devono abbassare la tensione al valore di utilizzazione mediante trasformatori. Dall'alta alla bassa tensione si scende, di regola, attraverso due stadi di trasformazione, mentre dalla media alla bassa tensione se ne attua uno solo.

È buona norma accertare, in fase di trattativa di una fornitura di energia, se la tensione verrà variata negli anni successivi, al fine di adeguare l'impianto ad entrambe le tensioni.

La fornitura di energia elettrica viene generalmente pagata con tariffa "binomia", cosiddetta in quanto tiene conto di due fattori: la potenza impegnata (Lit/kW) e l'energia consumata (Lit/kWh). Viene inoltre applicata una penale per consumi a fattore di potenza < 0,9.

La tariffa binomia avvantaggia gli utilizzatori il cui assorbimento di energia è pressappoco costante nel tempo e comunque non soggetto a variazioni rilevanti.

Per le utenze oltre i 500 kW, viene applicata la tariffa a fasce orarie, intesa a premiare i consumi in ore e stagioni in cui le centrali di produzione e la rete elettrica del fornitore sono sottoutilizzate.

Per gestire nel modo migliore la tariffa occorre attuare le seguenti predisposizioni di impianto:
- programmare (per quanto possibile) il funzionamento nelle ore notturne di impianti che possano generare accumuli energetici (per esempio, gruppi frigorigeni accoppiati ad accumulatori di freddo);
- predisporre il distacco automatico – quando il carico tende a superare la potenza contrattuale – di utenze che non provocano disturbi sensibili al processo produttivo in caso di brevi fermate;
- prevedere l'intervento di gruppi generatori, specificamente predisposti per lo spianamento delle punte di carico;

(3) Le norme CEI 11-20 definiscono le caratteristiche tecniche delle protezioni da installare sugli impianti di autoproduzione (di potenza fino a 3000 kW) collegati in parallelo alla rete pubblica.

- installare impianti di rifasamento automatico, generalmente sulla distribuzione a bassa tensione, al fine di riportare il fattore di potenza dell'energia assorbita entro i valori contrattuali.

In relazione alla loro tensione nominale (definita come tensione per cui un impianto è progettato), i sistemi elettrici sono suddivisi in quattro categorie e precisamente (tab. 41.II):

Tabella 41.II – Classificazione dei sistemi elettrici in base alle norme CEI.

Categoria	Valori della tensione nominale tra le fasi (V_n) per corrente	
	alternata	continua
Zero	$V_n \leq 50$ V	$V_n \leq 120$ V
Prima	50 V $< V_n \leq$ 1000 V	120 V $< V_n \leq$ 1500 V
Seconda	1000 V $< V_n \leq$ 30.000 V	1500 V $< V_n \leq$ 30.000 V
Terza	30.000 V $< V_n$	30.000 V $< V_n$

- sistemi di categoria 0: sono caratterizzati da una tensione di utilizzazione minore o uguale a 50 V se a corrente alternata ed a 120 V se a corrente continua (non ondulata);
- sistemi di categoria I: la tensione varia da oltre 50 V fino a 1000 V se a corrente alternata o da oltre 120 V e fino a 1500 V se a corrente continua;
- sistemi di categoria II: la tensione è superiore a 1000 V se a corrente alternata od a 1500 V se a corrente continua e arriva fino a 30.000 V per entrambe le tensioni;
- sistemi di categoria III: quelli aventi una tensione nominale maggiore di 30.000 V.

Le tensioni più frequentemente adottate per la corrente alternata nell'ambito delle quattro categorie sono:

- categoria 0 : 24 e 48 V;
- categoria I : 380/220 V;
- categoria II : 20 kV;
- categoria III: 132/150 kV.

Gli impianti elettrici sono anche individuati in base alla tensione nominale verso terra. Con riferimento alla tab. 41.II, se quest'ultima tensione supera la tensione nominale tra le fasi, come valore di V_n si considera la tensione nominale verso terra. La normativa individua le modalità di collegamento a terra del punto neutro o di altro elemento attivo con due lettere: la prima definisce lo stato del neutro ed è una T se il neutro è collegato direttamente a terra od una I se il neutro è isolato da terra o collegato a terra tramite un'impedenza; la seconda lettera definisce il collegamento a terra delle masse ed è una T se le masse sono collegate a terra od una N se le masse sono collegate alla terra del neutro del sistema elettrico. In pratica, sono adottati i sistemi TN, TT, IT: ad esempio, i sistemi alimentati da rete urbana a 380/220 V sono sistemi TT, mentre quelli alimentati da propria cabina di trasformazione sono sistemi TN.

41.3. SCHEMI DI DISTRIBUZIONE

Come si è detto se l'energia elettrica viene fornita o prodotta a tensione maggiore di quella di utilizzazione, si deve provvedere ad una trasformazione prima di alimentare le utenze. Ciò avviene nelle *cabine di trasformazione*, delle quali la fig. 41.1 evidenzia la composizione e la configurazione.

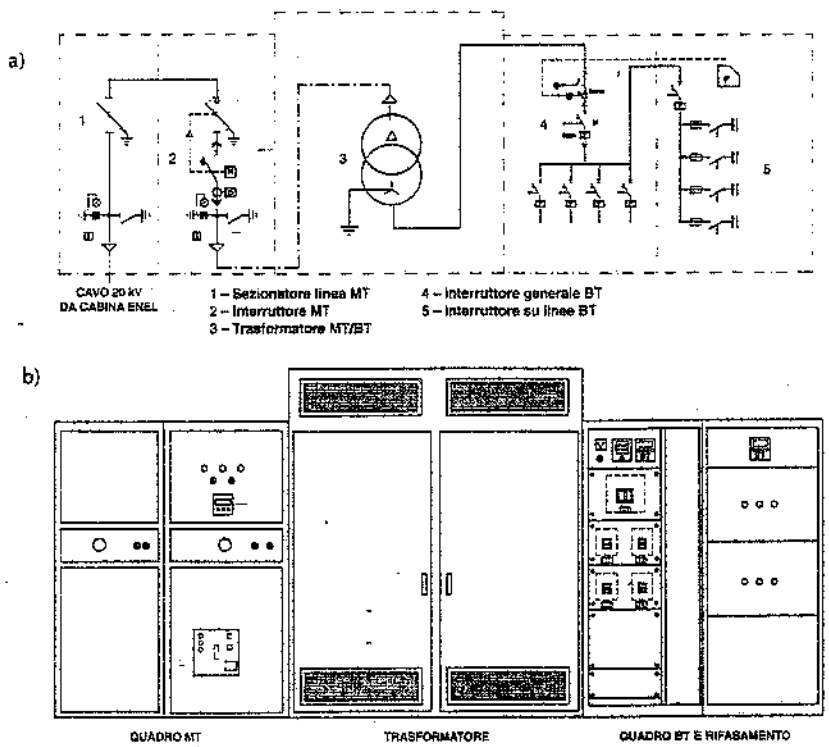


Fig. 41.1 – Cabina di trasformazione MT/BT di tipo compatto: a) schema unifilare e principali componenti; b) prospetto della cabina racchiusa in contenitori metallici.

Dopo la trasformazione oppure nei casi in cui la corrente ha già la tensione richiesta dalle utenze, si deve alimentare queste ultime mediante appositi sistemi di distribuzione. Occupiamoci allora, *in primis*, delle più diffuse modalità di distribuzione dell'energia elettrica all'interno degli stabilimenti, a valle cioè della cabina di trasformazione o stazione di arrivo oppure dell'impianto di autoproduzione (fig. 41.2).

Si tratta di portare l'energia elettrica alle utenze in modo sufficientemente economico ed affidabile.

L'aspetto economico va inteso in senso lato, tenendo conto sia dei costi immediati connessi agli impianti elettrici ed ai relativi accessori (per esempio, il valore dell'area occupata dalle cabine di trasformazione), sia dei costi dovuti alla manutenzione ed alle perdite di energia (si ricorda che queste ultime sono correlate alla corrente secondo una legge quadratica).

L'affidabilità dell'impianto deve essere prevista per tutti i componenti in misura equilibrata (per esempio, uno stabilimento alimentato da una linea sulla quale si verificano alcuni disservizi, può accettare la probabilità di fermarsi un giorno ogni 10-20 anni per sostituire un trasformatore). Poiché un impianto più affidabile è anche più costoso, occorre impostare un bilancio preventivo delle interruzioni prevedibili e del loro riflesso sulla produzione.

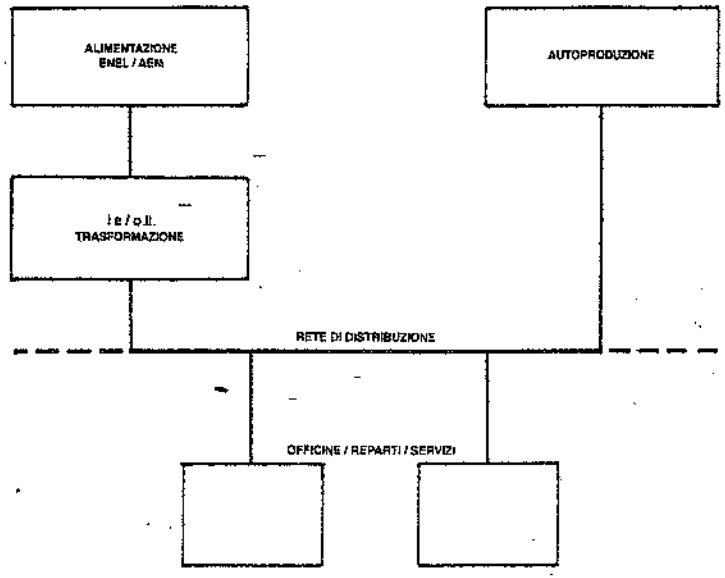


Fig. 41.2 – Schema a blocchi correntemente adottato per gli impianti elettrici industriali.

Gli schemi di distribuzione più adottati negli stabilimenti industriali sono essenzialmente quelli indicati nella fig. 41.3, e precisamente:

– *per la media tensione*

a) tipo *radiale* con cavi in MT protetti da interruttore, in corrispondenza della cabina principale, alimentanti ognuno una o più cabine di trasformazione od eventuali utenze caratterizzate da elevati assorbimenti;

b) tipi *ad anello* con cavi in MT protetti da interruttore sia nella cabina principale sia ad ogni "entra-esci" nelle cabine secondarie, formanti un anello chiuso (per consentire la selezione rapida dei guasti); sovente, si definisce "ad anello" un sistema di tipo radiale con collegamenti di riserva a MT fra cabine terminali;

– *per la bassa tensione*

c) tipo *radiale* con linee BT in cavo o "blindate" (4), ramificate e protette in cabina da un interruttore;

d) tipo *a-maglie* con linee BT di eguale sezione, formanti maglie chiuse, protette nei nodi con valvole fusibili od interruttori; ogni trasformatore alimenta un nodo e quindi non può avere potenza superiore a quella trasportabile dai rami che si dipartono da quel nodo.

(4) Per linea blindata si intende un complesso di barre conduttrici rigide racchiuse da un involucro protettivo (v. § 41.4).

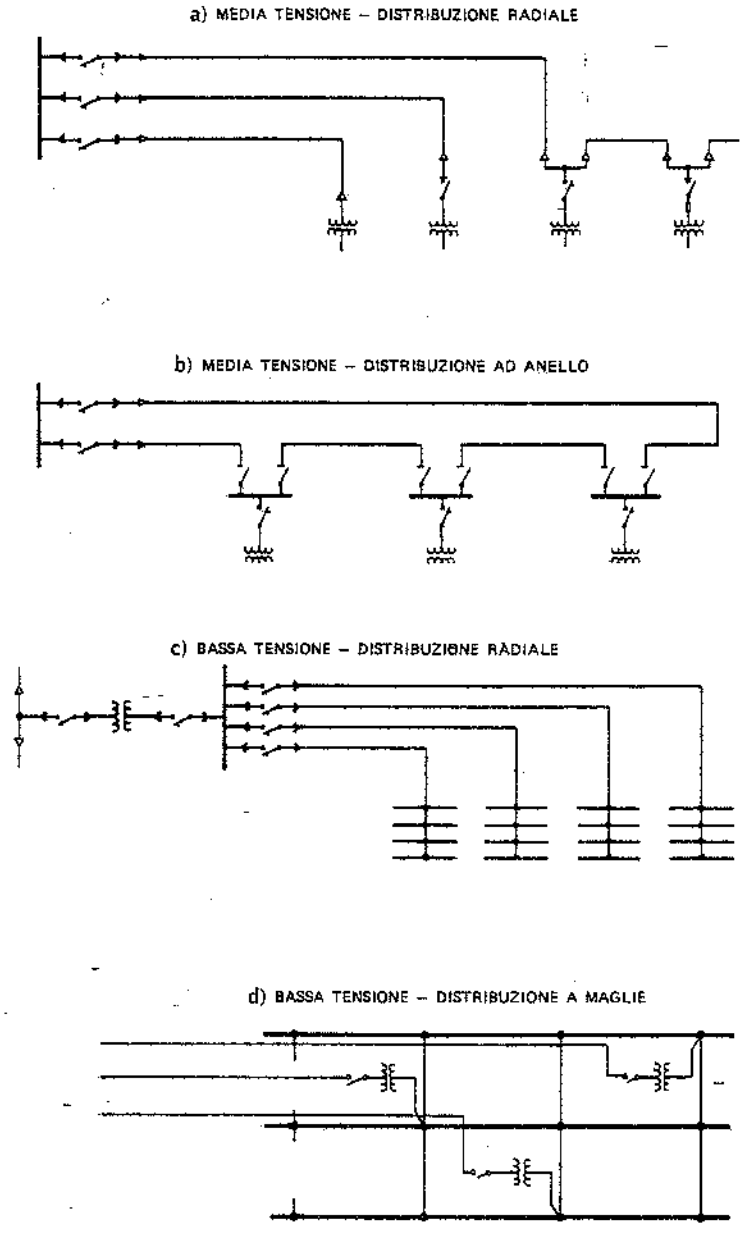


Fig. 41.3 – Schemi base di distribuzione dell'energia elettrica a media e bassa tensione.

A titolo esemplificativo, si riportano alcuni schemi di trasformazione e distribuzione.

La fig. 41.4 illustra un sistema di distribuzione dell'energia elettrica dall'alimentazione (ad AT) fino alle utenze. Lo schema rappresenta:

- fra A e B la stazione di trasformazione primaria 132/20 kV (ubicata all'aperto) con interruttori e sezionatori di linea, trasformatori dotati di regolatore di tensione sotto carico e resistore di messa a terra del neutro;
- fra B e C: il quadro di distribuzione primaria a 20 kV con interruttori di protezione per le linee (in caso di fornitura dell'energia in MT, la società fornitrice si collega direttamente a questo quadro);
- fra C e D: i cavi a 20 kV verso le cabine secondarie od altri utilizzatori a media tensione;
- fra D e E: la cabina di trasformazione secondaria 20 kV/380 V, con interruttori sul lato media tensione;
- fra E e F: il quadro di distribuzione secondaria a 380 V, con interruttori e "congiuntore" verso un altro quadro;
- fra F e G: esempi di distribuzione in BT alle utenze mediante cavi e linee blindate.

Partendo da sinistra, sono visibili:

- linea in cavo alimentante carichi diversi;
- linea in cavo alimentante un sottoquadro di distribuzione secondaria;
- linea per illuminazione;
- linea in cavo che alimenta una linea blindata di distribuzione;
- linea con *motor control center* (quadro che alimenta un gruppo di motori);
- linea blindata da 1500 A per il trasporto di energia, dalla quale si derivano, mediante sezionatori-valvola, alcune linee blindate da 400 A.

Lo schema di fig. 41.5 rappresenta un sistema alimentato da due linee AT (per esempio, 132 kV), con due trasformatori primari (T_1 e T_2) e cavi a MT (20 kV) alimentanti coppie di trasformatori secondari (Ts_1 e Ts_2), ognuno dei quali costituisce riserva immediata all'altro.

Gli interruttori contraddistinti con la lettera N sono normalmente aperti e si chiudono automaticamente nel caso che uno (o più) degli interruttori M_1 oppure M_2 si apra per intervento delle rispettive protezioni. Questo schema è adottato quando è richiesta una elevata sicurezza di esercizio: per esempio, in stabilimenti chimici, petrolchimici e siderurgici.

I moderni sistemi di protezione e controllo, basati sull'impiego di componenti elettronici, consentono di realizzare schemi di distribuzione in grado di assicurare una buona affidabilità e selettività degli interventi; occorre però ricordare che questi sistemi consentono di mantenere in servizio gran parte della rete in caso di corto circuito in un punto qualsiasi, ma non sono in grado di impedire l'abbassamento di tensione, con conseguente fuori servizio di molte tipologie di utilizzatori.

Lo schema distributivo deve essere integrato da un adeguato impianto di terra (v. § 41.11) e deve essere verificato secondo le norme CEI ai fini della protezione contro sovraccarichi, cortocircuiti e tensioni verso massa in ogni zona dell'area interessata.

41.4. LINEE DI TRASPORTO E DISTRIBUZIONE

In linea generale, la distribuzione dell'energia elettrica all'interno degli stabilimenti industriali può essere affidata a linee aeree nude, a cavi od a condotti sbarre.

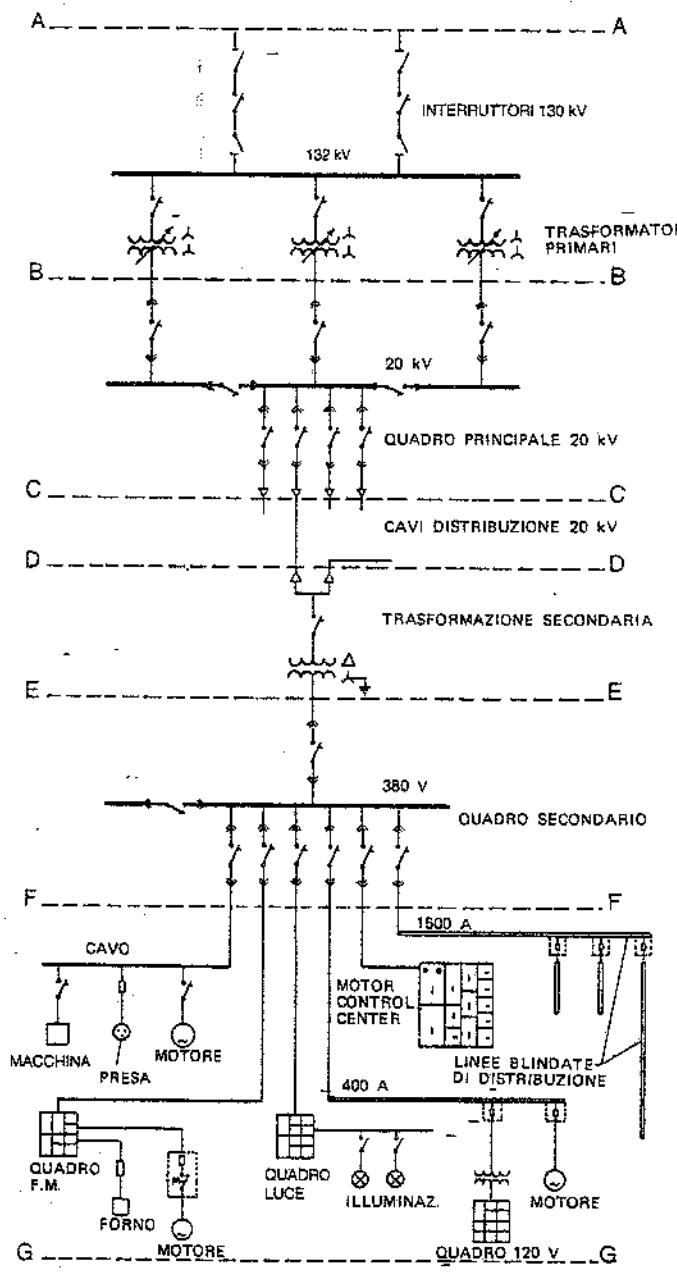


Fig. 41.4 – Schema di un impianto di distribuzione in AT - MT - BT.

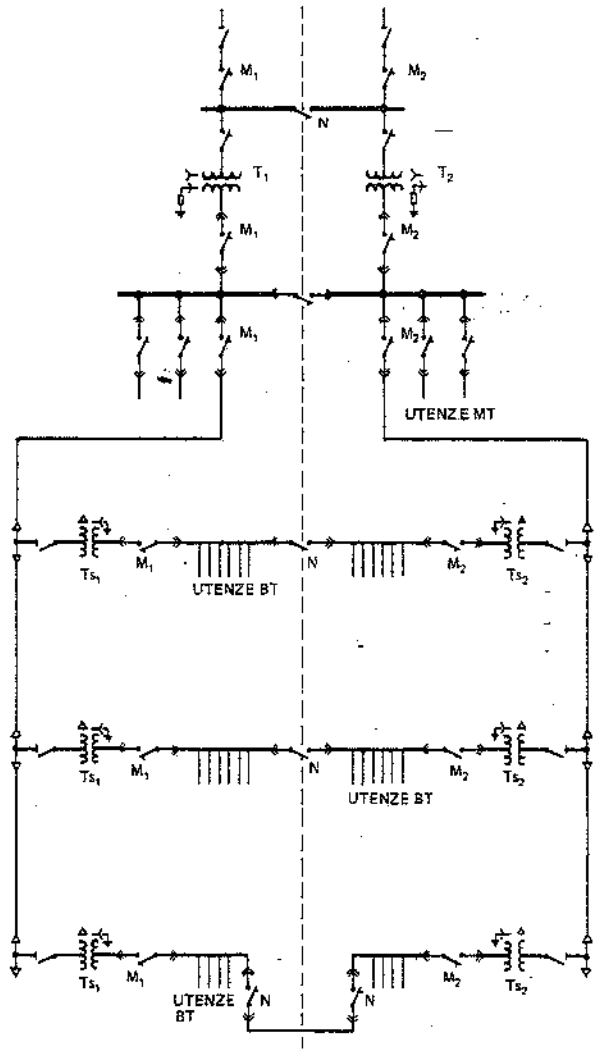


Fig. 41.5 – Schema di distribuzione (con riserva ad intervento immediato).

L'impiego di linee aeree è generalmente limitato alle alimentazioni in alta tensione e, pertanto, non è previsto all'interno degli stabilimenti, dove le attività operative e di manutenzione sarebbero soggette a rischi inaccettabili (5).

(5) Solo le linee di contatto per carriponte di grande portata sono talvolta realizzate con conduttori nudi montati su isolatori: si tratta, peraltro, di alimentazioni dotate di adeguate protezioni.

Come indirizzo generale, in campo industriale vengono impiegati i cavi (per qualsiasi tensione) ed i condotti sbarre (generalmente solo in bassa tensione).

La scelta dell'una o dell'altra soluzione viene fatta prendendo in considerazione i seguenti aspetti:

- a favore dei cavi:
  - facilità di posa e costo abbastanza contenuto;
  - impedenze modeste (a parità di sezione) nei cavi multipolari;
- a favore dei condotti sbarre:
  - facilità di posa e di reimpiego;
  - possibilità di effettuare derivazioni senza modifiche della linea o con linea in tensione.

Cavi

I cavi (fig. 41.6) sono costituiti da:

- uno o più conduttori in rame od in alluminio (6);
- un isolamento dei conduttori mediante specifici materiali, cui corrispondono diversi gradi di isolamento;
- uno schermo, a fili o a nastri di rame, su ogni conduttore nei cavi tripolari per alta e media tensione (7);
- una guaina esterna protettiva, generalmente in PVC, con eventuale sottostante armatura a piattine, nastri o fili di acciaio quando i cavi sono esposti a urti o danneggiamenti (8).

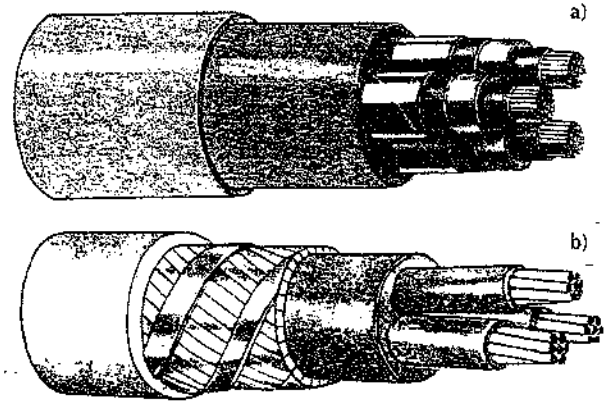


Fig. 41.6 – a) cavo tripolare in rame per media tensione, ad anime cordate, isolante G7, schermatura con nastri di rame, guaina in PVC; b) cavo tripolare in rame per bassa tensione, ad anime cordate, isolante G7, armatura in piattine di acciaio, guaina in PVC.

I cavi per alta e media tensione possono essere formati da uno o da tre conduttori (per questo motivo sono denominati cavi unipolari o tripolari); quelli a bassa tensione possono avere uno, due, tre, quattro o cinque conduttori; i cavi di segnalazione hanno generalmente un numero di conduttori più elevato.

(6) In ambito industriale si impiegano più frequentemente conduttori in rame.

(7) Schermi contro disturbi elettrostatici ed elettromagnetici sono altresì previsti per i cavi segnali (utilizzati, ad esempio, per trasmissione dati).

(8) I cavi accessibili devono essere protetti in conformità alla norma CEI 11-17.

La tab. 41.III riporta le sigle di designazione dei cavi secondo la tabella CEI UNEL 35011.

Tabella 41.III – Composizione e sigle di designazione dei cavi.

Natura e forma del conduttore	A	ALLUMINIO (per il rame = nessuna sigla)
	U	FILO UNICO
	R	CORDA RIGIDA
	F	CORDA FLESSIBILE
	S	CONDUTTORE SETTORALE
Materiale isolante	G1	GOMMA SINTETICA
	G5	GOMMA EPR
	G7	GOMMA EPR AD ALTO MODULO
	G9	ELASTOMERO RETICOLATO SPECIALE
	G10	ELASTOMERO RETICOLATO SPECIALE
	R	POLIVINILCLORURO - PVC
	R2	PVC DI QUALITÀ SUPERIORE
	E4	POLIETILENE RETICOLATO
Forma dei cavi	O	ANIME RIUNITE PER CAVO ROTONDO *
	D	ANIME PARALLELE PER CAVO PIATTO
Schermatura e armatura	C	CONDUTTORE CONCENTRICO DI RAME
	H	SCHERMO ELETTROSTATICO DI ALLUMINIO
	H1	SCHERMATURA A FILI O NASTRI DI RAME
	H2	SCHERMATURA A TRECCIA DI FILI DI RAME
	F	ARMATURA A FILI
	Z	ARMATURA A PIATTINE
	N	ARMATURA A NASTRI
	A	ARMATURA A FILI DI ACCIAIO
Guaina	R	POLIVINILCLORURO - PVC
	K	POLICLOROPRENE
	M1	TERMOPLASTICA SPECIALE
	M2	ELASTOMERO SPECIALE

* impiegato per cavi multipolari.

In linea generale, si possono suddividere i cavi in base all'impiego cui sono destinati. Si hanno pertanto:

- cavi per *alta tensione*, nei quali i conduttori sono isolati in gomma sintetica fino a 150 kV ed in olio fluido per tensioni superiori;
- cavi per *media tensione*, i cui conduttori sono isolati in gomma sintetica, schermati e protetti da guaina in PVC per tensioni di esercizio sino a 45 kV;
- cavi per *bassa tensione*: i più diffusi nel campo industriale, hanno l'isolamento in resina R2 e guaina in PVC R oppure in gomme sintetiche (G7, G9 o G10); a seconda delle esigenze, sono di tipo unipolare o multipolare; questi ultimi possono avere sino a 5 conduttori sotto una unica guaina, nel qual caso le anime sono colorate in nero o marrone per le fasi, in blu chiaro per il neutro (ove presente), a strisce gialle e verdi per il conduttore di protezione;
- cavi di *trasporto segnali* (telefonici, trasmissione dati, a fibre ottiche, ecc.).

I cavi si distinguono inoltre in base alle caratteristiche di "non propagazione dell'incendio", di resistenza al fuoco, di emissione di fumi e gas tossici e corrosivi.

I cataloghi dei costruttori e specifici programmi di calcolo forniscono le portate (in ampere) dei cavi in funzione delle caratteristiche dei cavi stessi – conduttore, materiale e grado di isolamento (9), materiale di guaina – e delle condizioni di posa.

La tab. 41.IV riporta le caratteristiche costruttive e le portate di corrente di cavi per media e bassa tensione frequentemente usati. Tali portate devono essere moltiplicate per coefficienti correttivi al fine di tenere conto delle condizioni ambientali

(9) Per il *grado di isolamento* v. § 41.10.

Tabella 41.IV – Caratteristiche costruttive e portate di cavi di rame adatti per posa all'interno, all'esterno e interrata, con guaina esterna di PVC:

a) a media tensione: tripolari RG7H10R per tensione nominale di 15/20 kV e temperatura max di esercizio 90°C.

Sezione nominale mm²	Diametro conduttore mm	Diametro esterno massimo mm	Peso del cavo kg/km	Portata di corrente (A) posa in aria 30°C	Portata di corrente (A) posa in terra 20°C
3x 35	7,0	59,6	4340	178	175
3x 50	8,2	62,7	5000	210	206
3x 70	9,9	66,8	5990	259	251
3x 90	11,6	70,8	7130	315	299
3x120	13,1	74,2	8170	361	341
3x150	14,4	77,5	9260	406	380
3x185	16,1	81,3	10710	467	431
3x240	18,5	87,3	13000	550	497
3x300	21,1	93,6	15490	630	560

b) a bassa tensione: unipolari FG7R per tensione nominale di 0,6/1 kV e temperatura max di esercizio 90°C.

Sezione nominale mm²	Diametro conduttore mm	Diametro esterno massimo mm	Peso del cavo kg/km	Portata di corrente (A) posa in aria 30°C	Portata di corrente (A) posa in terra 20°C
1x 1,5	1,5	7,9	50	25	27
1x 2,5	1,9	8,3	60	33	34
1x 4	2,4	9,0	80	43	44
1x 6	3,0	9,8	100	55	55
1x 10	4,1	10,8	150	76	73
1x 16	5,2	12,2	200	100	93
1x 25	6,3	13,8	300	135	120
1x 35	7,7	15,1	410	169	143
1x 50	9,4	17,1	550	207	168
1x 70	10,9	19,6	780	268	205
1x 95	12,7	22,2	1050	328	245
1x120	14,5	24,2	1300	383	278
1x150	15,6	26,8	1600	444	310
1x185	17,8	29,1	2000	510	351
1x240	20,0	32,2	2500	607	405
1x300	23,1	35,4	3300	703	455
1x400	26,7	39,9	4300	823	514

(in particolare della temperatura), delle modalità di posa e della vicinanza di altri cavi (tab. 41.V).

Infine, nel caso della media tensione, si deve scegliere la tensione di isolamento dei cavi in relazione alle tensioni fra le fasi e verso terra (tab. 41.VI).

Tabella 41.V – Coefficienti di correzione delle portate di corrente nei cavi a bassa tensione per temperatura dell'ambiente diversa da quella di riferimento.

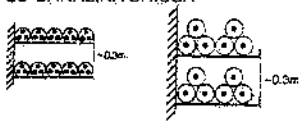
Tipo di isolamento	Tipo di posa	Temperature (°C)										
		15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
PVC	fissa in aria	1.17	1.13	1.07	1.00	0.92	0.84	0.75	0.65	0.54	0.40	0.20
PVC	fissa in terra	1.06	1.00	0.94	0.87	0.80	–	–	–	–	–	–
PVC	mobile	1.22	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	–	–	–	–	–
elastomero	fissa in aria	1.13	1.09	1.05	1.00	0.95	0.90	0.85	0.79	0.74	0.67	0.60
elastomero	fissa in terra	1.05	1.00	0.94	0.88	0.81	–	–	–	–	–	–
elastomero	mobile	1.11	1.15	1.08	1.00	0.91	0.82	–	–	–	–	–

CAVI TRIPOLARI O TERNE DI CAVI UNIPOLARI POSATI IN ARIA, A CONTATTO

IN CUNICOLO VENTILATO

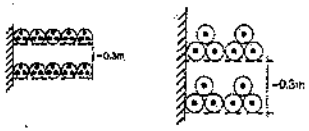
Numero di cavi o terne				
1	2	3	6	9
0.90	0.84	0.80	0.75	0.73

SU CANALINA CHIUSA



Numero di strati	Numero di cavi o terne				
	1	2	3	6	9
1	0.95	0.84	0.80	0.75	0.73
2	0.95	0.80	0.76	0.71	0.69
3	0.95	0.78	0.74	0.70	0.68
6	0.95	0.76	0.72	0.68	0.66

SU CANALINA APERTA



Numero di strati	Numero di cavi o terne				
	1	2	3	6	9
1	0.95	0.84	0.80	0.75	0.73
2	0.95	0.80	0.76	0.71	0.69
3	0.95	0.78	0.74	0.70	0.68
6	0.95	0.76	0.72	0.68	0.66

In sintesi e con riferimento ai sistemi in media e bassa tensione, la scelta del cavo richiede la preventiva definizione dei seguenti parametri fondamentali:
- tensione di esercizio e tempo di funzionamento con una fase a terra;
- condizioni di posa e prossimità con altri cavi;
- caratteristiche del carico (sia a regime sia durante l'avviamento o il sovraccarico), al fine di verificare la portata del cavo; questa portata deve essere anche confrontata con le caratteristiche di intervento del dispositivo di protezione;
- caratteristiche della rete (corrente di corto circuito, correnti di guasto a terra, ecc.).

Nei cavi BT si deve anche verificare la caduta di tensione, la quale, di solito, non dovrebbe superare il 2,5% nelle linee dell'illuminazione ed il 4% nelle linee della forza motrice.

Tabella 41.VI – Scelta del cavo a media tensione e con schermo sulle singole anime in funzione della tensione di esercizio nei sistemi trifase.

Tensione nominale U (kV)	Tensione massima U_m (kV)	Categoria	Durata massima del funzionamento con fase a terra	Tensione di isolamento dei cavi U_0 (kV)
6	7.2	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	3.6 6
10	12	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	6 8.7
15	17.5	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	8.7 12
20	24	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	12 15
30	36	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	18 26
45	52	A B	fino ad 8 h oltre 8 h	26 36

U = tensione nominale d'isolamento fra due qualsiasi conduttori isolati;
U_m = tensione massima di utilizzo del cavo;
U_0 = tensione nominale d'isolamento fra un qualsiasi conduttore isolato e la terra.

Tale caduta di tensione si può calcolare, con sufficiente approssimazione, mediante la formula:

(41.1) $$\Delta V = K \cdot I \cdot L$$

nella quale:
- ΔV = caduta di tensione tra i conduttori (volt);
- I = corrente effettiva che percorre il cavo (ampere);
- L = lunghezza della linea (metri);
- K = coefficiente funzione della sezione dei cavi e del fattore di potenza, di cui la tab. 41.VII riporta alcuni valori (per ulteriori dati vd. tabella UNEL 35023-70).

Anziché con la (41.1), la caduta di tensione può anche essere calcolata con la formula (41.2), che sarà riportata a proposito della progettazione delle linee blindate.

Alle estremità dei cavi a media tensione si installano degli accessori (denominati "terminali") che adattano i gradienti di tensione in corrispondenza del passaggio fra l'isolamento del cavo e l'isolamento in aria. La scelta di un terminale

Tabella 41.VII – Valori del coefficiente K in funzione della sezione dei cavi e per $\cos\varphi = 0.9$.

Sezione nominale mm^2	Cavi bipolari $\cos\varphi = 0,9$	Cavi tripolari $\cos\varphi = 0.9$
1,5	26,2	22,6
2,5	16,1	13,9
4	10,0	8,66
6	6,72	5,81
10	4,02	3,47
16	2,55	2,20
25	1,64	1,42
35	1,20	1,04
50	0,902	0,780
70	0,644	0,557
95	0,484	0,419
120	0,396	0,343
150	0,335	0,290
185	0,282	0,244
240	0,233	0,201
300	0,201	0,174
400	0,173	0,150
500	0,153	0,132
630	0,137	0,118

idoneo è altrettanto importante di quella del cavo. La fig. 41.7 illustra un terminale per interno ed un terminale per esterno.

Anche le giunzioni fra i cavi devono essere eseguite con accessori che consentano il controllo dei gradienti: la fig. 41.8 riporta il dettaglio di una giunzione fra cavi per MT.

Quando si devono alimentare robot e macchine che richiedono collegamenti elettrici mobili, si ricorre sovente a cavi speciali, alloggiati dentro profilati flessibili e scorrevoli (fig. 41.9): risulta così assicurata una buona protezione meccanica ed una ridotta usura dei cavi. I profilati sono componibili in larghezza ed in lunghezza e ruotano su cilindri di sostegno in materiale plastico, i quali, ove necessario, possono rotolare lungo tutta la corsa dei cavi.

Sono, infine, disponibili cavi flessibili con guaina antiusura avvolti su naspi rotanti motorizzati.

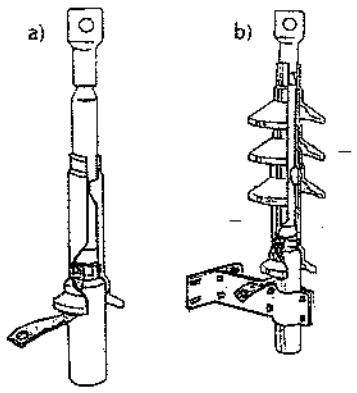


Fig. 41.7 – Terminali per interno ed esterno: a) tipo da interno; b) tipo da esterno.

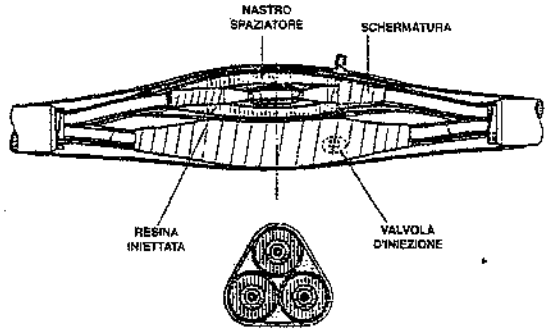


Fig. 41.8 – Giunzione per cavi MT.

Condotti sbarre

I condotti sbarre (fig. 41.10) – sovente denominati blindo o linee blindate – sono largamente usati negli impianti industriali per il trasporto e la distribuzione dell'energia in bassa tensione, stante la facilità di installazione, la possibilità di recupero e riutilizzo, la flessibilità di fronte a nuove disposizioni dei carichi (10). I costruttori, per rispondere alla evoluzione delle norme, producono condotti che possono essere utilizzati anche in condizioni ambientali severe, con gradi di protezione sino a IP65 (v. § 41.10); i conduttori sono in rame od in lega di alluminio. Le norme di riferimento sono le CEI 17-13 e le IEC 439-1 e 439-2.

Le "linee blindate" si possono indicativamente suddividere in:

– linee per trasporto e distribuzione energia con portate da 600 a 5000 A: lungo queste linee si possono derivare carichi ogni 1÷3 m mediante apposite apparecchiature (cassette cavi, interruttori automatici, ecc.), mentre la tenuta al corto circuito varia da 30 a 200 kA;

(10) Si confronti lo schema di distribuzione di fig. 41.11 con quello di fig. 41.12: è evidente la maggior semplicità dell'impianto in condotti sbarre.

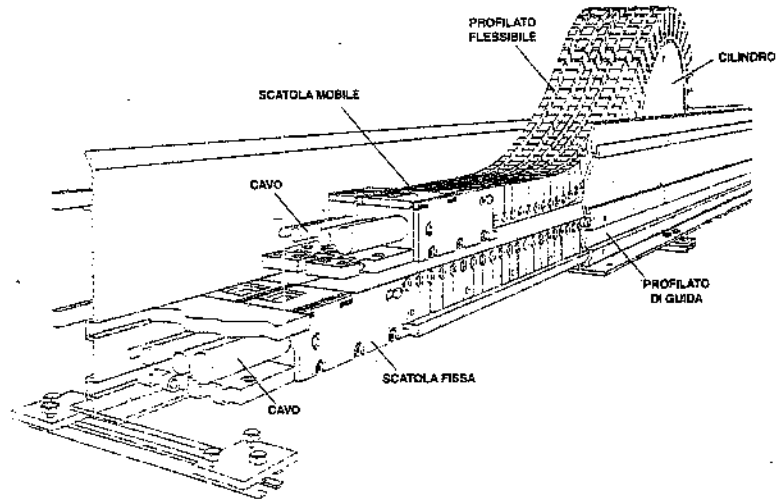


Fig. 41.9 – Cavi protetti con profilati flessibili.

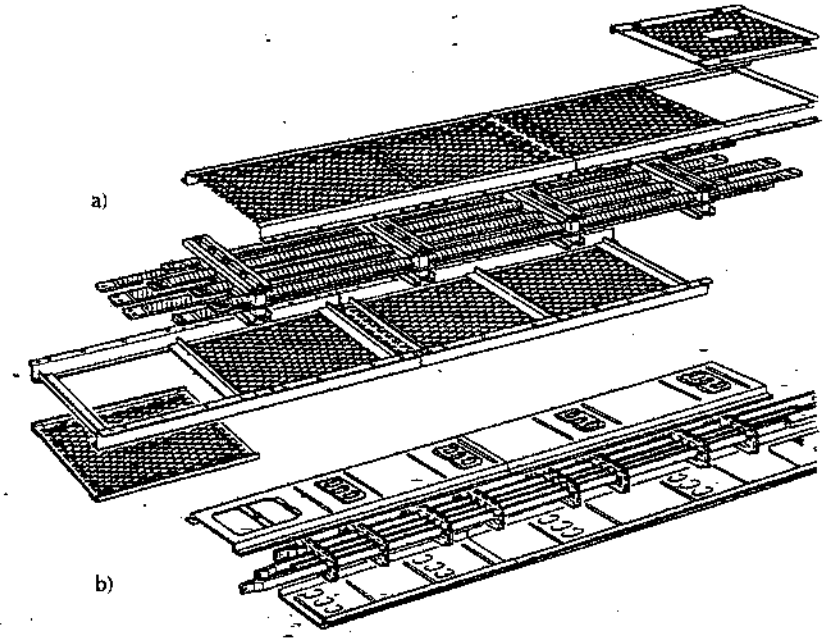


Fig. 41.10 – Condotti sbarre: a) per trasporto energia; b) per distribuzione energia.

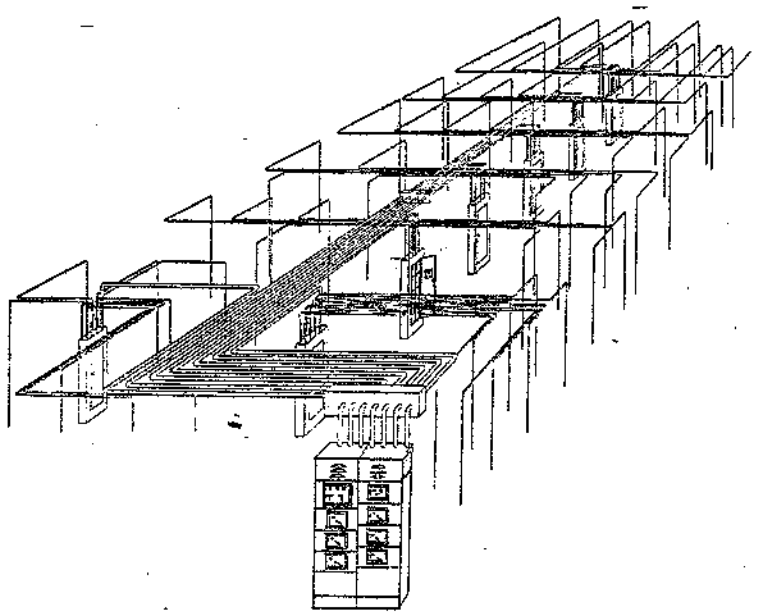


Fig. 41.11 – Impianto di distribuzione dell'energia elettrica mediante cavi disposti dentro tubi di protezione fissati a soffitto.

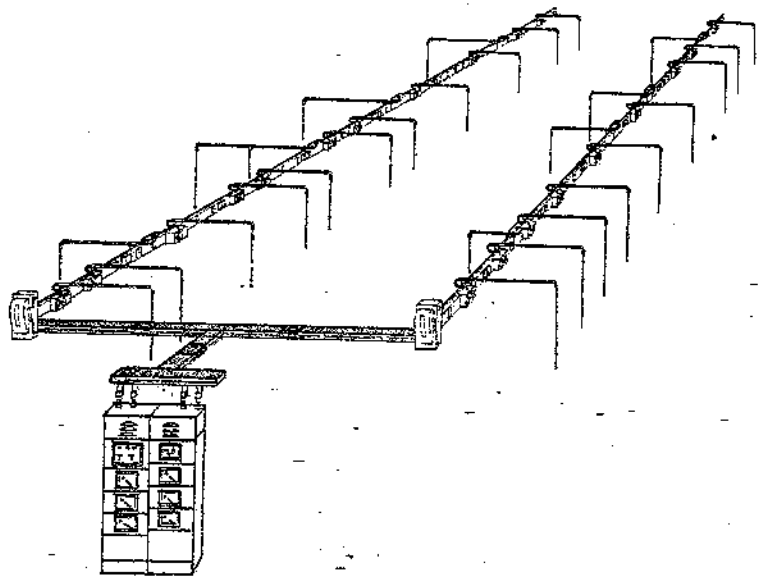


Fig. 41.12 – Impianto di distribuzione dell'energia elettrica mediante condotti sbarre.

- linee di distribuzione con portate da 150 a 900A (fig. 41.13): consentono di derivare carichi ogni 50 cm (mediante apparecchi di derivazione con organi di sezionamento e protezione) ed ammettono correnti di cortocircuito fino a 35 kA;
- linee di distribuzione leggera con portate sotto i 150 A e possibilità di derivare i carichi in ogni punto della linea;
- linee con portate della linea fino a 300 A, per carichi mobili.

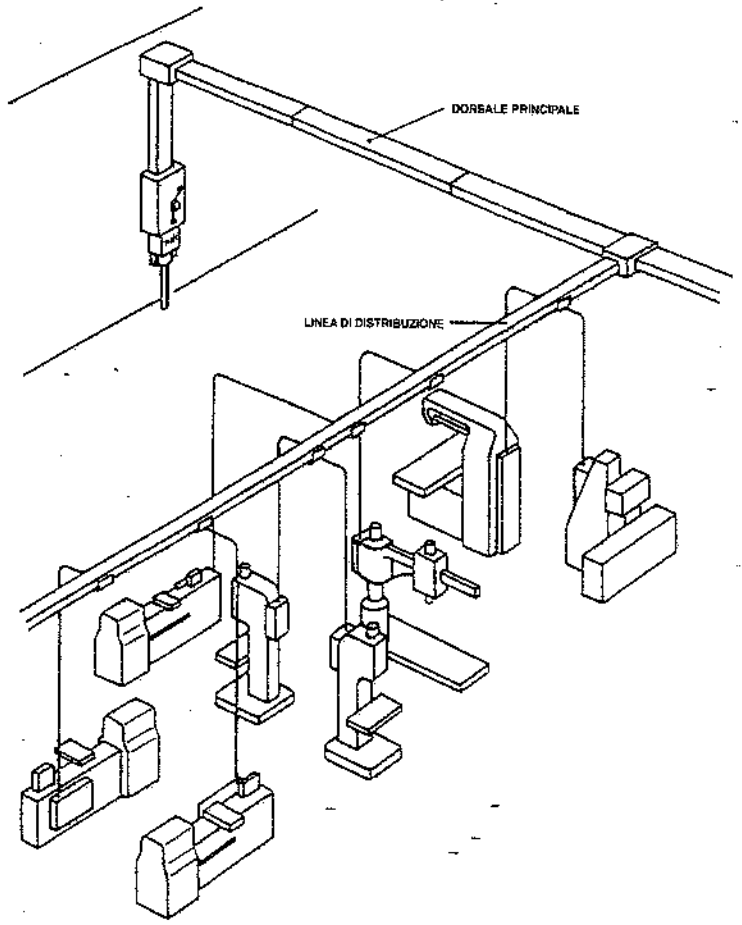


Fig. 41.13 – Distribuzione dell'energia elettrica mediante condotti sbarre prefabbricati (CEI EN 60439-1).

Le tabelle 41.VIII e 41.IX riportano le caratteristiche di condotti sbarre rispettivamente per il trasporto e la distribuzione dell'energia elettrica.

La scelta dei condotti sbarre comporta la preventiva definizione delle seguenti condizioni:
- carico complessivo che la linea deve portare;
- caratteristiche dei carichi, della rete (corrente di corto circuito, correnti di guasto a terra) e delle linee derivate.

I condotti sbarre sono corredati di componenti di serie, quali:
- scatole cavi intermedie e di testata;
- apparecchi di derivazione, con dispositivi di sicurezza e protezione mediante fusibili o interruttori automatici;
- accessori per il fissaggio a strutture metalliche ed in muratura;
- giunti di dilatazione, elementi con barriera tagliafuoco, protezioni antipioggia.

Tabella 41.VIII – Caratteristiche costruttive ed elettriche di condotti sbarre con grado di protezione IP21.

Dati caratteristici	Barre in rame					Barre in lega di alluminio				
Intensità nominale (A)	800	1350	2000	2500	3000	600	1000	1500	2000	3000
Resistenza (mΩ/100m) R	7,1	4,2	2,8	2,2	1,7	13,7	6,4	4,2	3,2	2,1
Reattanza (mΩ/100m) X	4,2	2,4	2,1	1,8	1,5	4,2	2,4	2,1	1,8	1,3
Impedenza (mΩ/100m) Z	8,3	4,9	3,5	2,8	2,4	14,3	6,9	4,7	3,6	2,5
Corrente nominale ammissibile di breve durata (kA)	33	45	60	75	90	28	40	50	60	90
Corrente nominale di picco ammissibile (kA)	67	91	129	161	193	57	81	102	129	193
Impedenza spira di guasto (mΩ/100m)	<73	<52	<47	<44	<42	<75	<49	<48	<44	<41

Tabella 41.IX – Caratteristiche costruttive ed elettriche di condotti sbarre con grado di protezione IP54.

Dati caratteristici	Barre in rame					Barre in lega di alluminio				
Intensità nominale (A)	250	350	450	700	900	150	225	320	400	630
Resistenza (mΩ/100m) R	23,2	15,4	10,9	8,2	5,4	52,0	27,0	18,2	13,6	8,2
Reattanza (mΩ/100m) X	17,4	17,4	17,4	13,4	10,6	17,4	17,4	17,4	13,4	10,5
Impedenza (mΩ/100m) Z	29,2	23,5	20,5	16,2	12,3	54,8	32,3	25,2	19,5	13,6
Corrente nominale ammissibile di breve durata (kA)	20	25	25	30	35	15	25	25	30	35
Corrente nominale di picco ammissibile (kA)	39	51	51	61	71	29	51	51	61	71
Impedenza spira di guasto (mΩ/100m)	<94	<84	<61	<65	<56	<124	<97	<91	<70	<59

La fig. 41.14 rappresenta una sezione tipo di un'officina meccanica; sono individuabili:
- un condotto sbarre da 1500 A con derivazione ad un quadro secondario mediante interruttore e cavo protetto da canalina metallica;
- un condotto sbarre da 400 A con derivazione ad una macchina utensile mediante sezionatore-valvola e conduttori disposti dentro un tubo metallico;
- un condotto sbarre derivantesi dalla linea blindata da 400 A, per l'alimentazione di un paranco elettrico (fig. 16.21).

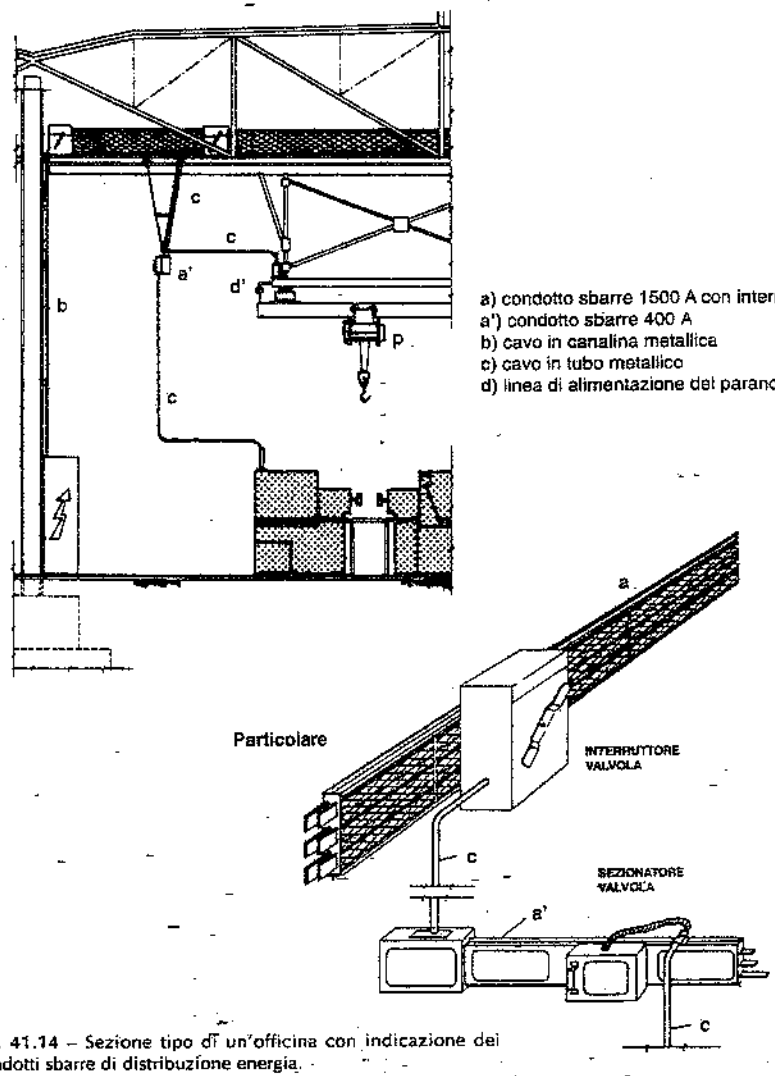


Fig. 41.14 – Sezione tipo di un'officina con indicazione dei condotti sbarre di distribuzione energia.

La fig. 41.15 rappresenta un dettaglio di installazione di linea blindata da 630 A, sospesa sotto le capriate dell'officina (con sostegni ogni 3 m) al fine di portarla più vicino ai macchinari da alimentare. La fig. 41.16 riporta invece un particolare dello staffaggio di un condotto sbarre da 1500 A sul fianco di una capriata. La fig. 41.17 riporta alcuni esempi di giunzione fra linee blindate.

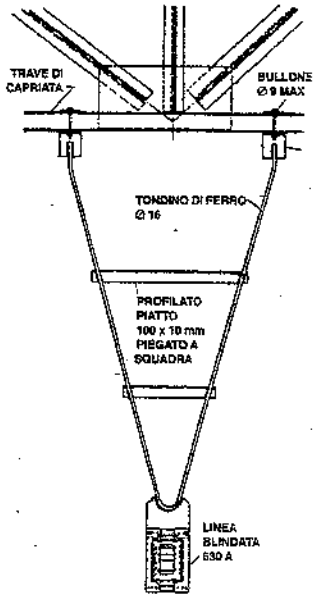


Fig. 41.15 – Linea blindata da 630 A sostenuta da uno staffaggio sospeso alla capriata.

Progettazione delle linee

Sia i cavi che i condotti sbarre presentano delle caratteristiche intrinseche: la resistenza R, la reattanza X e le temperature ammissibili nell'isolante T_i e nella guaina T_g. I primi due fattori condizionano la *caduta di tensione*, che – come già detto – dovrebbe essere contenuta entro il 2,5% per le linee luce ed il 4% per le linee forza (caduta totale dalla cabina all'utenza). La caduta di tensione ΔV (in volt), per una corrente I (in ampere) e per un fattore di potenza del carico ($\cos\varphi$) è data dalla formula:

(41.2) $\Delta V = k \cdot (R\cos\varphi + X\operatorname{sen}\varphi) \cdot L \cdot I$

dove R e X sono espressi in ohm/m, L è la lunghezza della linea in metri, I la corrente di linea in ampere, k un coefficiente che si assume pari a $\sqrt{3}$ nei sistemi trifase e pari a 2 nei sistemi monofase.

Nota la corrente I, la lunghezza L ed i valori di R e X relativi ad un determinato conduttore, si determina – per quel conduttore (avente una certa sezione) – la caduta di tensione e si verifica se è inferiore o meno al limite prefissato.

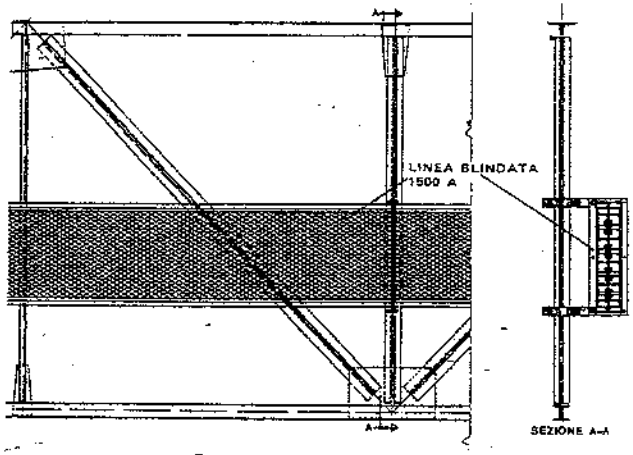


Fig. 41.16 – Condotto sbarre da 1500 A fissato alla capriata.

Come già accennato, la formula (41.2) è utilizzata anche per calcolare la caduta di tensione nei cavi, in alternativa alla (41.1) e con maggiore precisione.

Le già citate tabelle 41.IV, 41.V e 41.VI riportano i dati relativi ad alcuni tipi di cavi, mentre le tabelle 41.VIII e 41.IX contengono i dati caratteristici di alcune linee blindate con conduttori di rame e di alluminio.

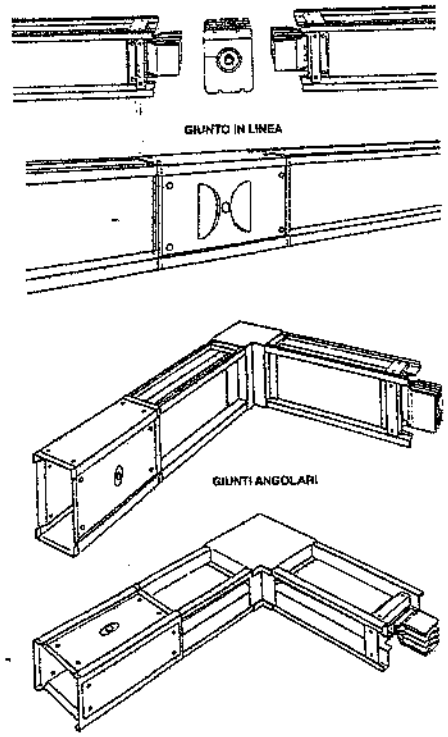


Fig. 41.17 – Modalità di giunzione fra condotti sbarre.

41.5. TRASFORMATORI DI POTENZA

Il trasformatore è una macchina elettrica, statica, ad induzione che – nell'uso più comune – riceve energia ad una data tensione e la eroga ad una tensione diversa, con frequenza invariata e modesta riduzione della potenza.

Le disposizioni di legge sull'inquinamento ambientale hanno influito in modo determinante sulle caratteristiche costruttive dei trasformatori, proibendo l'uso di isolanti a base di PCB (apirolio, piralene, ecc.) ed imponendo specifiche prescrizioni contro la dispersione dell'olio presente nei trasformatori in olio minerale.

I trasformatori attualmente più diffusi nell'ambito industriale sono:

- trasformatori isolati in carta immersa in olio minerale, impiegati principalmente all'aperto e per grandi potenze (tab. 41.X);
- trasformatori isolati in resine epossidiche autoestinguenti, idonei per ambienti interni, per tensioni sino a 24 kV e per potenze fino a 3150 kVA (tab. 41.XI) (11);
- trasformatori speciali: isolati a secco, in oli siliconici, ecc.

I trasformatori in olio sono macchine di elevata robustezza, con prestazioni atte a soddisfare le massime tensioni e potenze richieste in pratica. Per contro, occorre considerare il pericolo di incendio ed evitare – prevedendo vasche a tenuta – che l'olio si disperda in caso di rotture. Questi trasformatori sono adottati nelle stazioni di trasformazione AT/MT sistemate all'aperto e all'interno (in quest'ultimo caso sono più importanti i problemi conseguenti a incendio o spandimento dell'olio).

I trasformatori isolati in resina risultano affidabili, non sono inquinanti e non pre-

(11) Com'è noto, la potenza dei trasformatori dipende dalla corrente e dalla tensione; per questo motivo si parla di potenza apparente e la si misura in kVA (=kW/cosφ).

Tabella 41.X – Caratteristiche di trasformatori in olio con tensione primaria 20 kV.

Potenza nominale	Tensione di c.c.	Perdite a vuoto	Perdite a carico	Rendimento a pieno carico	Dimensioni di ingombro mm			Peso kg	
kVA	Ucc %	W	W	cosφ = 0.9	A	B	C	olio	totale
160	4	360	1850	98,49	1300	650	1360	180	950
200	4	440	2200	98,55	1300	700	1420	200	1100
250	4	520	2600	98,63	1300	700	1460	210	1200
315	4	630	3100	98,70	1400	750	1480	220	1300
400	4	740	3650	98,80	1400	750	1500	230	1450
500	4	820	4600	98,81	1680	750	1580	320	1800
630	6	900	5600	98,87	1780	1030	1600	410	2150
800	6	1100	7500	98,82	1900	1100	1650	490	2500
1000	6	1300	9000	98,87	1980	1100	1700	600	3050
1250	6	1650	11000	98,89	2160	1300	1820	700	3600
1600	6	2000	13000	98,97	2320	1300	1900	800	4300
2000	6	2400	16000	98,99	2400	1300	1980	910	5200

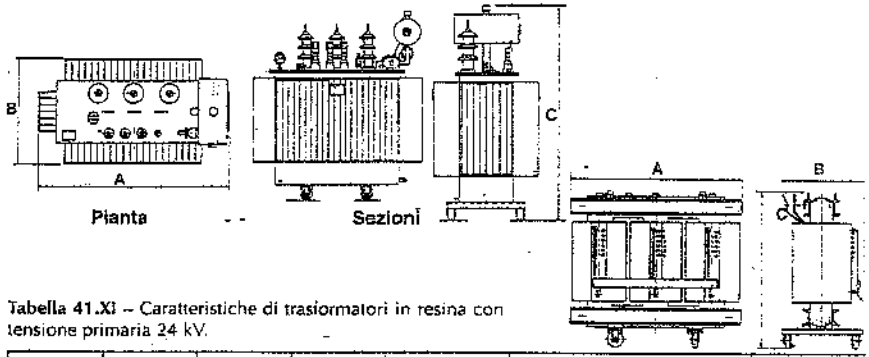


Tabella 41.XI – Caratteristiche di trasiormatori in resina con tensione primaria 24 kV.

Potenza nominale	Tensione di c.c.	Perdite a vuoto	Perdite a carico	Rendimento a pieno carico	Dimensioni di ingombro mm			Peso totale
kVA	Ucc %	W	W	cosφ = 0,9	A	B	C	kg
160	6,25	650	2400	97,93	1350	720	1270	1050
200	6,25	750	2600	98,07	1470	735	1270	1200
250	6,25	880	3250	98,20	1480	740	1390	1380
315	6,25	1050	3850	98,30	1530	770	1470	1570
400	6,25	1200	4550	98,43	1570	880	1600	1800
500	6,25	1450	5200	98,54	1600	880	1650	2000
630	6,25	1650	6000	98,67	1640	890	1740	2300
800	6,25	1950	7200	98,75	1700	910	1900	2730
1000	6,25	2350	8600	98,80	1750	1020	2050	3150
1250	6,25	2750	10000	98,88	1820	1040	2150	3830
1600	6,25	3200	12500	98,92	1900	1050	2420	4600
2000	6,25	4300	14000	98,99	2050	1270	2500	5500

sentano pericoli di incendio. Per contro, costano più dei trasformatori in olio, non possono essere installati direttamente alle intemperie e pongono dei limiti alla tensione ed alla potenza unitaria. Sono molto utilizzati per la trasformazione MT/BT all'interno degli stabilimenti.

Nei trasformatori a secco, gli avvolgimenti sono isolati con nastri dielettrici e vernici non igroscopiche.

Un trasformatore viene definito in base alla norma CEI 14-4 mediante i seguenti parametri principali:

- tipo di macchina (trasformatore, autotrasformatore);
- classe di isolamento (A, E, B, F, H, C) dei materiali usati per isolare gli avvolgimenti dei trasiormatori, cui corrispondono le seguenti temperature massime di funzionamento:
  classe A: 105°C
  classe E: 120°C
  classe B: 130°C
  classe F: 155°C
  classe H: 180°C
  classe C: >180°C;
- modalità di raffreddamento: naturale, forzato ad aria, a circolazione forzata di olio ed aria, ecc.;
- installazione e servizio: all'interno, all'esterno, ad altezza superiore a 1000 m sul livello del mare; servizio continuo o intermittente;
- tensione primaria, con indicazione delle prese di regolazione;
- tensione secondaria a vuoto;
- tensione di corto circuito (a cui sono legate le cadute di tensione in esercizio);
- frequenza;
- schema di collegamento (stella/triangolo, stella/stella, ecc.): i trasformatori MT/BT devono essere collegati triangolo/stella o stella/stella, con neutro a terra per ridurre la impedenza omopolare e selezionare i guasti verso terra tramite le protezioni magnetotermiche degli interruttori;
- regolazione del rapporto fuori tensione o sotto carico;
- potenza nominale (valori normali: 100 – 250 – 400 – 630 – 800 – 1000 – 1500 – 2000 kVA ed oltre, moltiplicando per 10 o per 100 le potenze precedenti);
- valori garantiti per: perdite a vuoto; perdite in corto circuito; corrente a vuoto; prove di tensione.

Va ricordato che i trasformatori possono funzionare correttamente in parallelo solo se hanno in comune determinate caratteristiche (tensioni primaria, secondaria e di corto circuito; schema di collegamento).

I trasiormatori da 800÷1000 kVA, di buona costruzione, hanno rendimenti superiori al 98%. Poiché il rendimento è funzione delle perdite a vuoto ed in corto circuito, in fase di scelta economica dei trasformatori si deve considerare anche una capitalizzazione delle perdite.

I trasformatori devono essere protetti contro i contatti accidentali delle parti in tensione, contro i danneggiamenti meccanici e contro il pericolo di incendio.

Sotto i trasformatori isolati in olio minerale si deve prevedere una fossa a tramoggia per la raccolta dell'olio; gli stessi vanno installati all'aperto oppure in locali con muri e solai antincendio dotati di aperture verso l'esterno (fig. 41.18).

La fig. 41.19 evidenzia due possibili ubicazioni delle cabine di trasformazione: la prima esterna e la seconda interna all'officina.

La fig. 41.20 esemplifica una cabina (con due trasformatori) sistemata lungo il perimetro del fabbricato, mentre la fig. 41.21 si riferisce a una cabina (con un trasformatore) sistemata su soppalco all'interno dei reparti di lavorazione.

I locali in cui sono installati i trasformatori devono soddisfare la normativa antincendio (in particolare, per quanto concerne il REI delle strutture) ed avere dimensioni tali da consentire le operazioni di manutenzione e la sostituzione delle macchine o l'installazione di un nuovo trasformatore (ove se ne verifichi la necessità). Occorre inoltre prevedere una ventilazione, naturale o forzata, che impedisca aumenti inaccettabili della temperatura provocati dal funzionamento dei trasformatori (12).

La ventilazione naturale si ottiene di solito prevedendo un'apertura per l'entrata dell'aria esterna nella parte bassa del locale ed un'apertura per l'uscita dell'aria calda nella

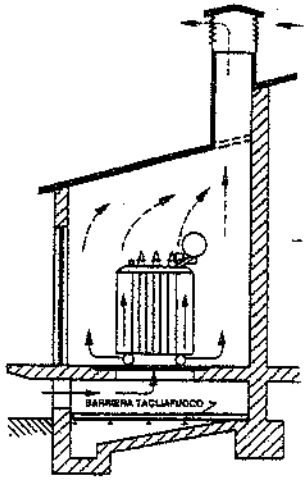
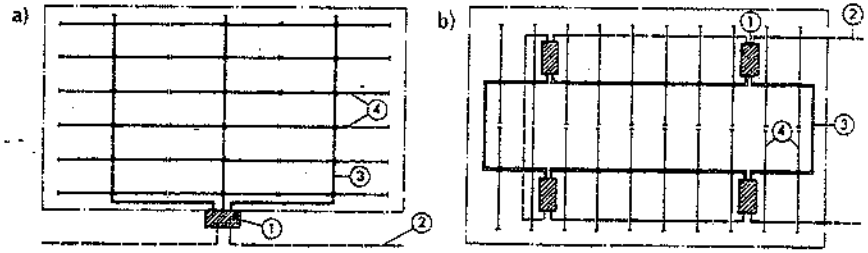


Fig. 41.18 – Cabina di trasformazione a ventilazione naturale e fossa raccolta olio.



1. Cabine di trasformazione – 2. Cavi MT – 3. Condotti sbarre BT tipo "trasporto" – 4. Linee blindate BT tipo "distribuzione".

Fig. 41.19 – Possibili dislocazioni di cabine elettriche: a) all'esterno dell'officina; b) dentro l'officina.

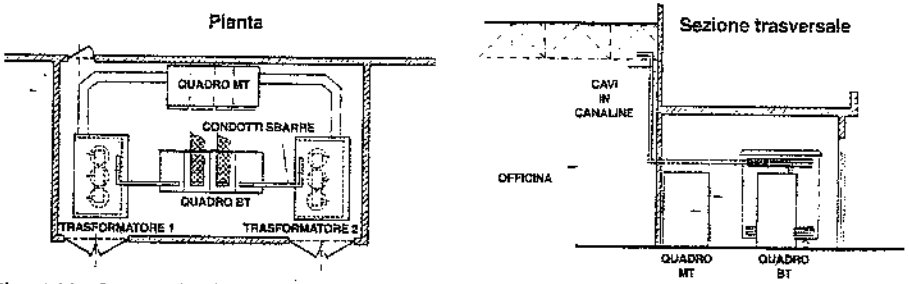
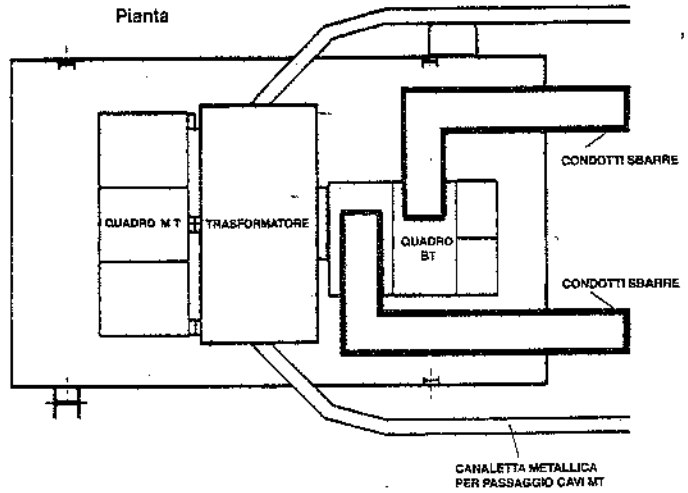


Fig. 41.20 – Esempio di cabina di trasformazione ubicata all'esterno dell'officina.

(12) Un'aerazione insufficiente determina una riduzione della potenza nominale dei trasformatori.



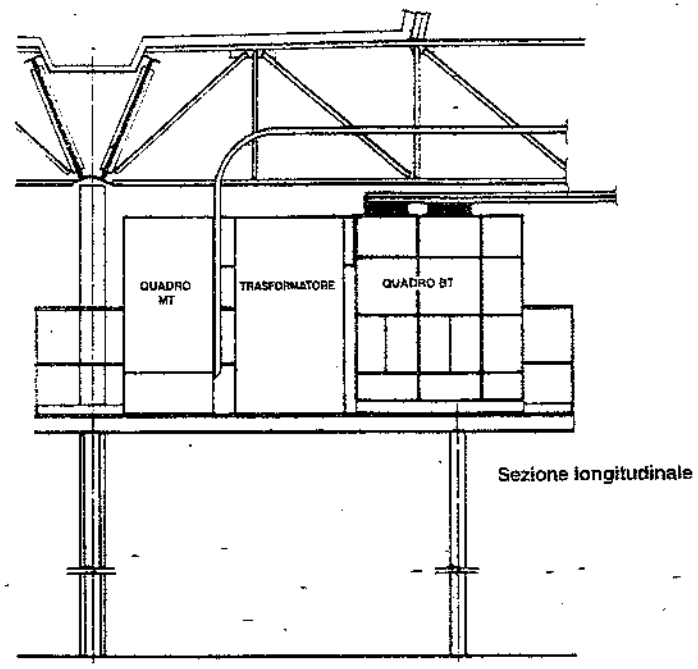


Fig. 41.21 – Esempio di cabina di trasformazione su soppalco dentro l'officina con trasformatore isolato in resina.

parte alta della parete opposta (fig. 41.22). La sezione minima delle aperture di entrata e di uscita dell'aria si può calcolare con le formule:

$$(41.3) \qquad S = \frac{0{,}2P}{\sqrt{H}} \qquad S' = 1{,}1\ S$$

nelle quali:

S e S' = superficie netta dell'apertura rispettivamente di entrata e di uscita aria, in m^2;

P = perdite totali (a vuoto ed a carico), in kW;

H = dislivello tra le due aperture, in metri.

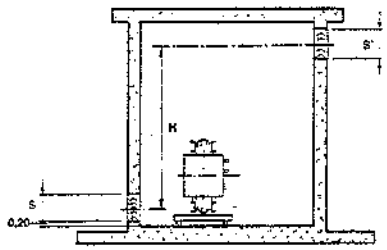


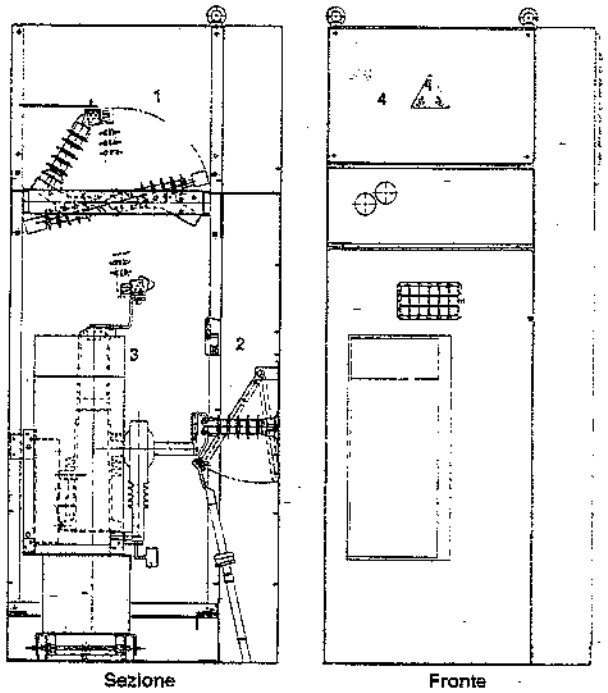
Fig. 41.22 – Aerazione naturale di un locale in cui siano installati uno o più trasformatori.

Se si ritiene che la temperatura ambiente possa superare i 40°C, deve essere prevista la ventilazione forzata, comandata da termostato; la portata da richiedere al ventilatore non dovrebbe essere minore di 0,05·P (in m^3/s).

41.6. APPARECCHIATURE ELETTRICHE

Le apparecchiature elettriche hanno la funzione di stabilire od interrompere il flusso dell'energia elettrica. Possono suddividersi in:

- *sezionatori*, in grado di aprire o chiudere un circuito in tensione, stabilendo od interrompendo correnti trascurabili;
- *sezionatori sotto carico*, atti ad aprire o chiudere un circuito in tensione, stabilendo correnti anche maggiori della nominale ed interrompendo la corrente nominale;



1. Sezionatore rotativo controsbarra – 2. Sezionatore di terra – 3. Interruttore in SF_6 su carrello – 4. Quadro protetto.

Fig. 41.23 – Quadro di tipo protetto per media tensione.

- *interruttori*, utilizzati per aprire e chiudere un circuito in tensione, nonché per stabilire ed interrompere la corrente di corto circuito;
- *contattori*, in grado di aprire o chiudere un circuito in tensione sottoposto ad un elevato numero di manovre (ad esempio, per l'azionamento di motori) con l'ausilio di una protezione contro il corto circuito (interruttore o fusibili);
- *valvole fusibili*, atte ad interrompere correnti di sovraccarico e di corto circuito mediante la fusione di un conduttore tarato interno.

Le suddette apparecchiature sono normalmente installate dentro quadri in lamiera: così, la fig. 41.23 rappresenta un quadro protetto nel quale sono racchiusi sezionatori ed un interruttore di MT; a sua volta, la fig. 41.24 riporta un quadro protetto in BT con interruttori per l'avviamento di motori elettrici.

Le apparecchiature sono essenzialmente definite in base ai seguenti dati:

- tensione nominale;
- corrente nominale;
- ambiente di installazione (all'interno o all'esterno);
- modalità di installazione (fissa, sezionabile, estraibile);
- fluido in cui avviene la estinzione dell'arco: aria, esafluoruro, vuoto, olio;
- corrente di chiusura;
- corrente di apertura in cortocircuito (potere di interruzione).

Esaminiamo separatamente le apparecchiature elettriche di alta, media e bassa tensione.

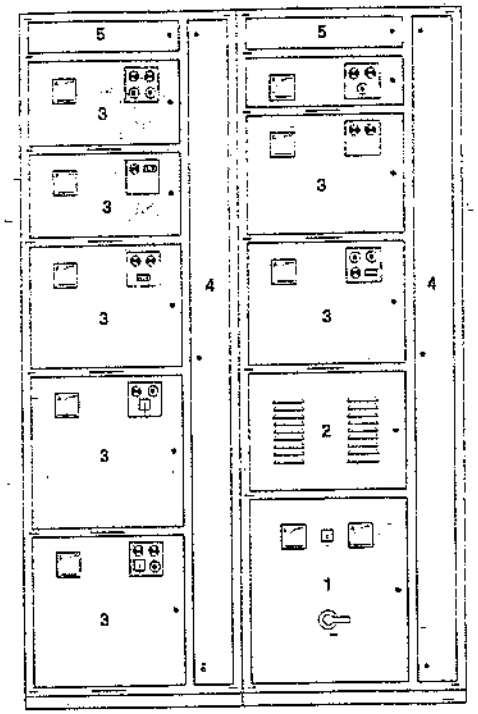
Apparecchiature AT

Negli stabilimenti industriali queste apparecchiature riguardano le tensioni di 145, 170 e 245 kV e correnti nominali unificate di 1250, 1600 e 2000 A.

Gli *interruttori* hanno generalmente camere di interruzione in esafluoruro (SF_6) e potere di interruzione da 20 kA in su; la manovra avviene mediante sistemi ad accumulo di energia (aria compressa, molle, ecc.).

I *sezionatori* sono del tipo rotativo od a pantografo, con sezionamento in aria; le correnti e le tensioni nominali sono le stesse degli isolatori.

Vanno sempre più diffondendosi le apparecchiature del tipo blindato, in cui tutti i componen-



1. Interruttore generale – 2. Scomparto trasformatore servizi ausiliari – 3. Cassetti partenza motori – 4. Scomparto cavi – 5. Scomparto sbarre.

Fig. 41.24 – Quadro di controllo motori a cassetti estraibili (*motor control center*).

ti (sbarre, sezionatori ed interruttori) sono contenuti in involucri metallici connessi a terra, con isolamento ottenuto mediante SF_6. Queste apparecchiature, a fronte di un costo sensibilmente elevato, occupano spazi ridotti ed offrono una buona sicurezza.

Apparecchiature MT

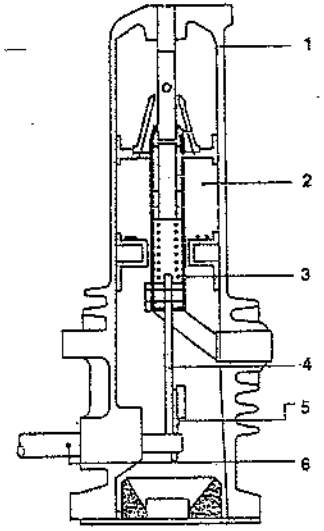
Gli *interruttori* prevedono generalmente lo spegnimento dell'arco in atmosfera con gas SF_6 (fig. 41.25) oppure sotto vuoto ed hanno poteri di interruzione da 12kA in su, tensioni nominali da 12 a 36kA, correnti nominali di 630A e oltre; la manovra avviene mediante sistemi ad accumulo di energia a molle.

Sono sempre più diffusi gli interruttori in esecuzione sezionabile, la quale consente interblocchi contro manovre errate ed una maggiore compattezza dei quadri.

I *sezionatori* sono poco usati, ad esclusione del sezionatore rotativo contro sbarra, impiegato in quadri di tipo protetto.

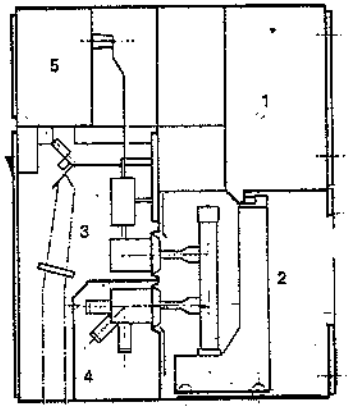
I quadri MT maggiormente in uso sono dei seguenti tipi:

- *quadri protetti* (fig. 41.23) con interruttori fissi od estraibili e sezionatori contro sbarra;
- *quadri blindati* (fig. 41.26) con interruttori sezionabili e quadro compartimentato per elementi funzionali (cella apparecchi ausiliari, cella interruttore, cella cavi uscenti, scomparto sbarre, cella TV);
- *quadri blindati a prova d'arco interno:* sono come i precedenti, ma la costruzione è tale da impedire il propagarsi di un eventuale arco interno agli scomparti contigui ed all'ambiente esterno;
- *quadri isolati in SF_6* (fig. 41.27): presentano una elevata sicurezza funzionale grazie all'uso del gas SF_6 come mezzo isolante delle sbarre e delle connessioni.



1. – Involucro isolante – 2. Camera di compressione – 3. Molla – 4. Biella – 5. Manovella – 6. Albero di comando.

Fig. 41.25 – Sezione di un interruttore di MT in esafluoruro.



1. Scomparto ausiliari – 2. Cella interruttore – 3. Cella cavi – 4. Cella sbarre – 5. Scomparto trasformatore di tensione.

Fig. 41.26 – Quadro blindato per MT.

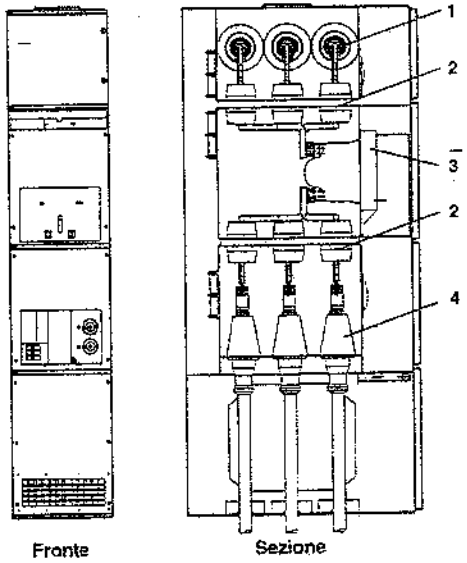
Apparecchiature BT

Gli interruttori BT sono suddivisi nelle seguenti classi principali:

A) *Interruttori aperti* (fig. 41.28), idonei alle più severe condizioni di esercizio con un range di portate da 1250 a 6000A, tensione nominale 660V, potere di interruzione sino a 120kA (a 380V). Possono essere in esecuzione fissa o sezionabile, con una vasta gamma di accessori, dai comandi motorizzati agli sganciatori per sovracorrente di vario tipo e campo di regolazione. È possibile anche corredarli di dispositivi elettronici per un sofisticato controllo a distanza e coordinamento degli interventi.

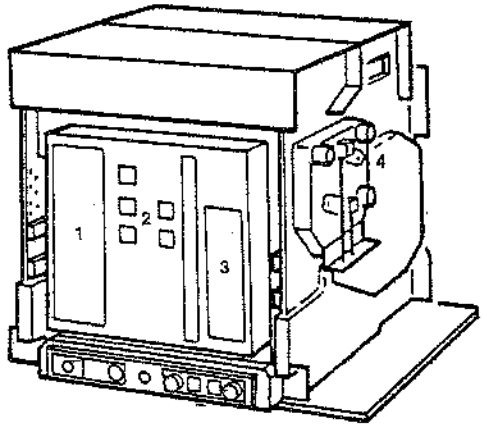
B) *Interruttori scatolati* (fig. 41.29): hanno registrato notevoli perfezionamenti, con esecuzioni e prestazioni simili a quelle degli interruttori aperti, range di portate da 100A a 3200A e potere di interruzione anche di 200kA (interruttori limitatori). Gli accessori disponibili sono numerosi (comandi, blocchi, bobine di sgancio), mentre si stanno diffondendo anche su questi interruttori gli sganciatori elettronici.

C) *Interruttori modulari* (fig. 41.30): sono impiegati in installazioni meno importanti, quali la distribuzione luce e le prese in uffici e servizi. Come dice il nome, ogni interruttore è costituito da più moduli affiancati aventi fun-



1. Sbarre – 2. Sezionatore – 3. Interruttore – 4. Terminali ad innesto per cavi.

Fig. 41.27 – Quadro isolato in esafluoruro: scomparto partenza linea.

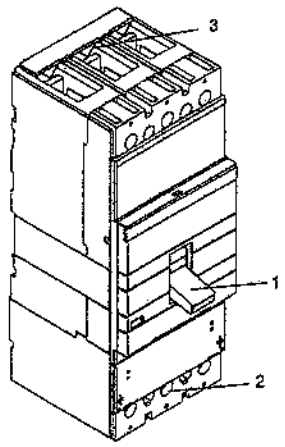


1. Piastra con indicatori digitali e regolazione sganciatori – 2. Pulsanti di manovra – 3. Targa con le caratteristiche – 4. Interblocchi per l'estrazione.

Fig. 41.28 – Interruttore in BT di tipo aperto.

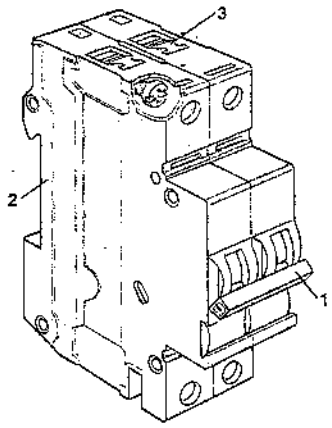
zioni definite (interruttore con sganciatore magnetotermico, interruttore senza sganciatore, modulo differenziale, contatti ausiliari). La tensione nominale è limitata a 440V e le portate sino a 100A; il potere di interruzione limite è di solito 4,5–6 o 10kA, ma può arrivare – in certe esecuzioni – a 50kA. Il montaggio viene effettuato con aggancio a scatto a rotaie unificate, il comando mediante leva anteriore.

Tra le apparecchiature BT di impiego industriale rientrano anche i *contattori* (fig. 41.31): si tratta di organi idonei a manovre ripetute per alimentare motori elettrici a media e bassa tensione, che devono



1. Leva di manovra – 2. Regolazione sganciatori – 3. Morsetti di connessione.

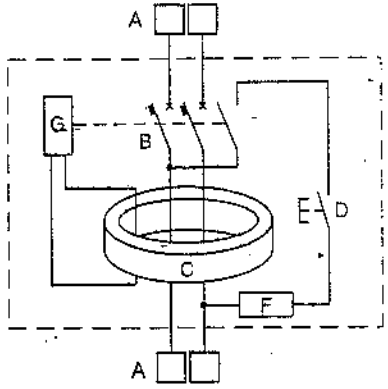
Fig. 41.29 – Interruttore BT di tipo scatolato.



1. Leva di manovra – 2. Aggancio a profilato normalizzato – 3. Morsetti di connessione.

Fig. 41.30 – Interruttore BT di tipo modulare.

Schema interruttore differenziale bipolare

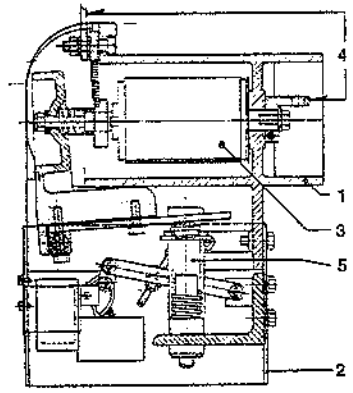


A. Morsetti – B. Contatti principali – C. Trasformatore differenziale – D. Pulsante di prova – F. Resistenza zavorra – G. Dispositivo di sgancio.

essere coordinati con interruttori ovvero con fusibili e sganciatori termici di sovraccarico.

La protezione contro i sovraccarichi ed i cortocircuiti è affidata a determinati dispositivi, quali relè termici, relè di massima corrente a tempo dipendente o indipendente. Se percorsi direttamente dalla corrente passante nel circuito, i relè si dicono diretti; se è interposto un trasformatore di corrente si dicono indiretti.

Si fa presente che l'elettronica a microprocessori permette lo sviluppo di funzioni di protezione, controllo e conduzione di impianto non realizzabili praticamente con tecnologie di logica cablata o tecnologie elettromeccaniche.



1. Monoblocco isolante – 2. Telaio metallico – 3. Ampolle sotto vuoto – 4. Terminali – 5. Elettromagnete di chiusura.

Fig. 41.31 – Contattore per MT.

41.7. IMPOSTAZIONE DEL PROGETTO DEGLI IMPIANTI ELETTRICI

In sede di progetto di un impianto elettrico occorre anzitutto definire:

- la tensione di alimentazione;
- la tensione di distribuzione (in relazione alla potenza assorbita, alle previsioni di incremento del carico ed alle caratteristiche della fornitura dell'energia di alimentazione);
- il tipo di rete da adottare e la posizione delle cabine;
- le potenze installate in ogni reparto dello stabilimento, suddivise per tipo e natura del carico, vale a dire:
  - macchinari per lavorazione a freddo dei materiali;
  - saldatrici elettriche;
  - forni elettrici ad arco, a resistenza, ecc.;
  - pompe, compressori, ventilatori;
  - illuminazione generale e particolare;
  - piccole utenze di forza motrice per uffici o comunque non attinenti alla produzione;
- la grandezza dei singoli carichi, tenendo presente che oltre i 300÷500 kW risulta per lo più conveniente l'alimentazione diretta a media tensione (se questa non supera i 10 kV) o con trasformatore particolare;
- la distanza dei reparti da alimentare, la possibilità di sistemazione delle cabine, il grado di sicurezza richiesto per l'alimentazione;
- la durata dei cicli lavorativi e la possibilità di limitare determinati assorbimenti alle ore notturne od a certi mesi dell'anno (estivi), allo scopo di ridurre la potenza massima assorbita o di avere dei consumi stagionali con energia a minor prezzo.

Si può impostare una valutazione di massima della potenza occorrente considerando le densità di carico (VA/m^2) ovvero i consumi di energia per unità di prodotto di industrie similari (tabelle 41.XII e 41.XIII).

Per una valutazione più precisa degli assorbimenti, al fine di stabilire la posizione delle cabine di trasformazione ed il percorso delle linee, occorre determinare la potenza reparto per reparto con il procedimento di seguito esposto.

La potenza installata in un reparto g, comprendente prevalentemente macchine simili (per esempio, presse), è data dalla somma delle potenze di targa P_i di ciascuna macchina del reparto:

(41.4) $$P_g = \sum_1^m P_i \quad \text{(kW)}$$

La potenza installata P_i dell'intero stabilimento è data dalla somma delle potenze installate nei vari reparti:

(41.5) $$P_i = \sum_1^n P_g \quad \text{(kW)}$$

La potenza elettrica assorbita, cioè la potenza che occorre effettivamente fornire al reparto g per consentirne il funzionamento, si ricava con la seguente formula:

(41.6) $$P_{Wg} = \frac{P_g \cdot f_n \cdot f_c}{\eta} \quad \text{(potenza attiva in kW)}$$

ovvero

(41.6 bis) $$P_{Ag} = \frac{P_g \cdot f_n \cdot f_c}{\eta \cdot \cos\varphi} \quad \text{(potenza apparente in kVA)}$$

essendo:
f_n = fattore di utilizzazione del macchinario;
f_c = fattore di contemporaneità;
η = rendimento medio dei motori (la potenza di targa è quella resa all'asse motore);
$\cos\varphi$ = fattore di potenza medio del carico (non rifasato).

Tutti questi coefficienti sono ≤ 1.

La potenza totale assorbita è data dalla somma delle potenze dei reparti:

(41.7) $$P_{WT} = \sum_1^n P_{Wg} \quad \text{(potenza attiva totale in kW)}$$

ovvero

(41.7 bis) $$P_{AT} = \sqrt{(\sum_1^n P_{Wg})^2 + (\sum_1^n P_{Ag} \operatorname{sen}\varphi)^2} \quad \text{(potenza apparente totale in kVA)}$$

Tabella 41.XII – Intensità di carico in vari tipi di industrie.

Industria	Carico specifico W/m²
Impianti chimici	250 ÷ 500
Fonderie	250 ÷ 400
Zuccherifici	110 ÷ 130
Cartiere	90 ÷ 110
Lavorazioni meccaniche	80 ÷ 100
Montaggio veicoli	60 ÷ 80
Apparecchiature elettroniche	60 ÷ 70

Tabella 41.XIII – Consumi di energia per unità di produzione.

Tipo di industria	Energia kWh	Unità prodotta
Automobili	1000	1 unità
Acciaio in lingotti	220	1 tonnellata
Acciaio laminato	300 ÷ 350	1 tonnellata
Ghisa	11 ÷ 25	1 tonnellata
Ossigeno	0,7	1 Nm³ di O_2
Zucchero (da barbabietola)	150	1 tonnellata
Carta	480	1 tonnellata
Polpa di legno	400	1 tonnellata

Se i vari reparti hanno il medesimo $\cos\varphi$, la sommatoria delle P_{Ag} è una somma algebrica.

In pratica, è difficile individuare coefficienti precisi ed insieme validi nella maggior parte dei casi. Si ricorre pertanto a formule semplificate del tipo:

(41.8) $$P_{Wg} = k P_g \quad \text{(potenza attiva in kW)}$$

ovvero

(41.8 bis) $$P_{Ag} = \frac{k P_g}{\cos\varphi} \quad \text{(potenza apparente in kVA)}$$

I valori più comuni di k e di $\cos\varphi$ sono riportati nella tab. 41.XIV. In particolare, il valore da attribuire al coefficiente k richiede un attento esame dei macchinari utilizzati e degli eventuali interblocchi funzionali previsti (situazione che sovente si verifica nei reparti di saldatura robotizzata). Tale coefficiente cresce al ridursi del numero di macchine considerate e tende a 1 (talvolta risulta k > 1 per una sola macchina in quanto questa può avere punte di avviamento, sovraccarichi, ecc.).

Tabella 41.XIV – Valori correnti del coefficiente k e del $\cos\varphi$.

Macchinario	k	cos φ
Macchine utensili	0,25 ÷ 0,4	0,6
Presse	0,3 ÷ 0,5	0,6
Saldatrici a resistenza	0,05 ÷ 0,2	0,4
Compressori e pompe	0,6 ÷ 0,9	0,8
Impastatrici, molazze	0,75 ÷ 0,85	0,75
Forni di verniciatura	0,75 ÷ 0,85	0,75
Forni a resistenza	0,8 ÷ 0,9	1
Forni ad arco	0,7 ÷ 0,9	0,75
Forni ad induzione	0,9	0,9
Illuminazione (lampade fluor.)	0,9 ÷ 1	0,5

Quando si considerano macchine speciali, in particolare quelle di elevata potenza, occorre coordinare nel tempo gli assorbimenti indicati dal costruttore della macchina con gli altri assorbimenti dello stabilimento, per evitare punte di carico che possono aumentare il costo dell'energia elettrica.

Nel caso delle saldatrici occorre anche verificare se sono monofasi o trifasi e definire il fattore di potenza nelle condizioni di massimo assorbimento.

Con i valori di P_{Ag} calcolati per ogni reparto di officina si verifica la linea di alimentazione elettrica sia agli effetti della portata di corrente sia dal punto di vista della caduta di tensione. Con il valore P_{AT} riferito ai reparti sottesi ad una cabina di trasformazione si effettua il dimensionamento dei trasformatori della cabina.

Soprattutto nel caso di grandi stabilimenti, risulta vantaggioso sviluppare il dimensionamento e la verifica delle reti elettriche automaticamente, mediante programmi per calcolatori.

Il carico sui trasformatori deve in genere risultare < 1 per consentire ampliamenti di rete ovvero mutue riserve fra trasformatori o fra cabine. Di solito, il rapporto fra la potenza del carico (rifasata al $\cos\varphi$ contrattuale) e la potenza dei trasformatori si sceglie fra 0,5 e 0,8.

Il rifasamento, ottenuto mediante condensatori statici, presenta i seguenti vantaggi:
– riduce la corrente da trasportare e quindi i costi di impianto e di gestione;
– evita le penali contrattuali, applicate per $\cos\varphi < 0,9$.

I condensatori possono essere collegati direttamente alle utenze ed ai trasformatori oppure installati sulle linee di distribuzione o in cabina.

La prima soluzione, semplice e poco costosa, viene adottata quando l'utenza ha potenza e tempo di funzionamento di una certa importanza; in genere, il condensatore deve avere una potenza in kVAr pari al 20÷30% di quella del motore e al 3÷8% di quella del trasformatore (i valori maggiori sono riferiti alle potenze più basse).

Il progetto della rete deve essere fatto in modo che si abbiano:
- equilibrio dei carichi sulle fasi;
- basse cadute di tensione nei conduttori; come già detto, queste cadute debbono essere contenute nei seguenti valori:
  - per circuiti luce: minori del 3%;
  - per circuiti di alimentazione macchinari: minori del 4%;
- suddivisione, con misure separate, dei carichi luce da quelli forza motrice e da quelli per riscaldamento e processi termici (causa la diversa tassazione);
- apparecchiature di protezione lungo i circuiti, quali fusibili, interruttori automatici, relè di tensione, isolamento, al fine di evitare condizioni anormali di funzionamento (sovraccarichi, corti circuiti, abbassamenti di tensione, mancanza di fase, guasti a terra, ecc.).

È buona norma comparare fra di loro alcune soluzioni tecnicamente accettabili per individuare quella ottimale sotto il punto di vista economico e di praticità di esercizio, tenendo presente quanto già detto al § 41.3.

41.8. MOTORI ELETTRICI

I motori elettrici trasformano con rendimenti elevati l'energia elettrica in energia meccanica e consentono di azionare in modo diretto gli organi delle macchine operatrici, limitando le trasmissioni meccaniche allo stretto indispensabile.

Il motore elettrico viene spesso fornito insieme con la macchina operatrice in quanto le caratteristiche dell'una e dell'altro sono fra loro strettamente interdipendenti.

I principali tipi di motori impiegati nell'industria si suddividono in:
a) motori asincroni;
b) motori sincroni;
c) motori a corrente continua.

Senza soffermarci sulla descrizione del funzionamento, si ricorda che un motore elettrico è costituito essenzialmente da due parti: una fissa (statore) e una rotante (rotore); la coppia motrice è generata dalle forze fra poli magnetici di segno opposto (fig. 41.32).

Nel motore asincrono l'alimentazione in corrente alternata trifase genera nello statore un campo magnetico rotante a velocità

$$n = \frac{60\,f}{p} \qquad (41.9)$$

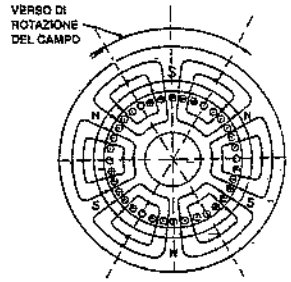


Fig. 41.32 – Schema del campo magnetico in un motore asincrono a 6 poli.

in cui:
n = numero di giri al minuto primo;
f = frequenza della rete elettrica (di solito 50 Hz);
p = numero di coppie di poli del motore.

Il campo magnetico del rotore viene indotto da quello statorico, purché vi sia una differente velocità di rotazione (scorrimento). Il motore asincrono si avvia quindi agevolmente, ma raggiunge una velocità di poco inferiore a quella sincrona (v. formula 41.9) e variabile con il carico.

Nel motore sincrono, il campo magnetico del rotore viene di solito generato da una alimentazione esterna ed i poli mantengono la loro posizione sul rotore stesso; pertanto, la velocità di rotazione del rotore è esattamente quella sincrona (formula 41.9). Il motore sincrono deve essere posto in rotazione come asincrono e successivamente eccitato. Esso può lavorare a fattori di potenza variabili in funzione della eccitazione ed è quindi adatto per azionamenti di grande potenza sia per la possibilità di rifasamento, sia per l'elevato rendimento.

Nel motore a corrente continua, il campo magnetico dello statore è fisso, mentre quello del rotore si sposta in senso opposto al senso di rotazione del rotore, alimentando successivamente diverse frazioni dell'avvolgimento mediante un organo detto collettore.

Il motore a corrente continua consente di regolare la velocità di rotazione in un vasto campo e quindi è largamente impiegato nell'industria per gli azionamenti a velocità variabile regolata (laminatoi, forni da cemento, macchine continue di cartiera, ecc.).

Caratteristiche funzionali dei motori asincroni trifasi

Questi tipi di motori sono i più diffusi per semplicità, robustezza e costo, inferiore a quello degli altri motori.

I motori asincroni trifasi si suddividono in due tipi principali (fig. 41.33):
- con rotore in corto circuito (a gabbia);
- con rotore avvolto (ad anelli).

Nel primo caso, l'avvolgimento del rotore è costituito da barre conduttrici saldate alle estremità. Nel secondo tipo, l'avvolgimento è formato da matasse di conduttori isolati i cui estremi vengono portati all'esterno mediante anelli con spazzole striscianti, chiudendo il circuito su una resistenza (reostato di avviamento).

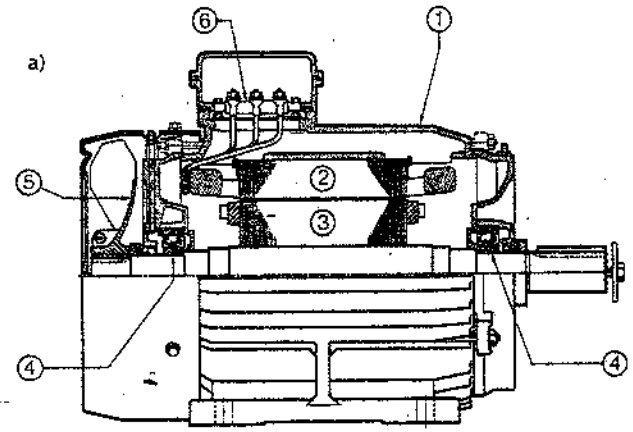
Il motore con rotore in corto circuito assorbe all'avviamento una corrente 4÷8 volte superiore a quella di servizio normale (fig. 41.34). Questo tipo di motore è il più economico e robusto ed ha rendimenti elevati.

Il motore con rotore avvolto può avviarsi anche con corrente uguale o inferiore alla nominale, variando la resistenza collegata agli anelli rotorici: si può pertanto mantenere una coppia elevata per tutta la durata dell'avviamento. Questo tipo di motore è il più adatto per azionare grandi macchinari con avviamento pesante (elevato momento d'inerzia, forte coppia resistente) anche se il rendimento, il costo e gli oneri di manutenzione lo rendono meno conveniente del motore con rotore in corto circuito.

La differenza fra la coppia di spunto C_m del motore e la coppia resistente C_r della macchina azionata è uguale alla coppia di accelerazione disponibile C_a, la quale dev'essere sufficientemente elevata (2÷3 volte C_r).

Il tempo di avviamento t_a del motore è dato dalla formula:

$$t_a = \frac{J \cdot n}{0{,}955 \cdot C_a} \qquad (41.10)$$



1. Carcassa – 2. Statore – 3. Rotore – 4. Cuscinetti a sfere – 5. Ventilatore – 6. Morsettiera – 7. Spazzole rotoriche – 8. Anello di tenuta.

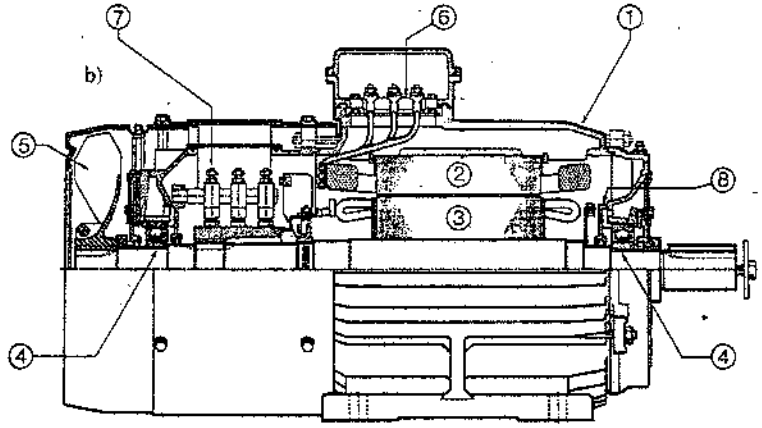


Fig. 41.33 – Motori asincroni: a) con rotore in corto circuito; b) con rotore avvolto.

nella quale:
J = momento d'inerzia in kg·m² del motore e della macchina;
n = velocità nominale in giri/min;
C_a = valore medio della coppia di accelerazione in N·m.

Quando il tempo di avviamento è superiore a 7÷10 secondi, esso condiziona la scelta del motore ed il proporzionamento dell'apparecchiatura elettrica.

I motori asincroni trifasi hanno una velocità a pieno carico inferiore di qualche percento a quella di sincronismo (praticamente uguale alla velocità a vuoto). La formula 41.9 mette in rapporto frequenza di rete, numero di poli e velocità a vuoto del motore.

Per alimentazione a 50 Hz sono normalmente in commercio motori asincroni aventi le seguenti caratteristiche:

Giri/min sincroni	3000	1500	1000	750
Giri/min effettivi	2800÷2970	1400÷1485	930÷985	700÷735
Numero di poli	2	4	6	8

Dietro richiesta vengono peraltro costruiti motori più lenti a 10÷16 poli.

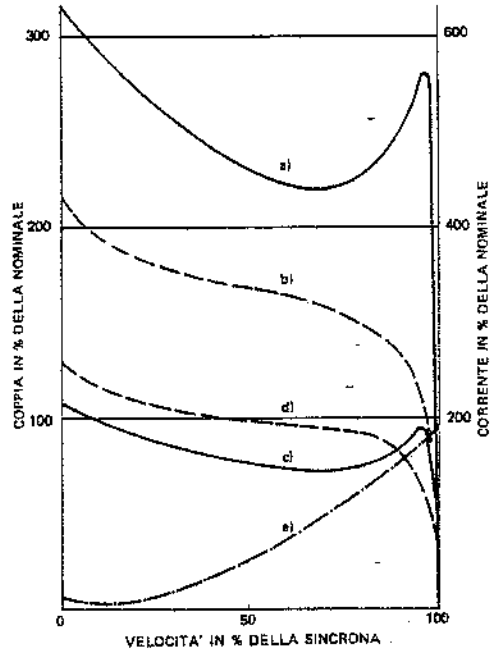
Poiché il costo del motore cresce rapidamente con il diminuire della velocità, può risultare più conveniente un motore veloce accoppiato a un riduttore meccanico che un motore lento senza riduttore.

Realizzando avvolgimenti speciali, vengono costruiti motori a due velocità, l'una doppia dell'altra, oppure a due od anche a tre velocità.

Citiamo ad esempio: 1500/3000 giri/min; 1000/1500 giri/min; 750/1000/1500 giri/min.

Questi motori sono spesso impiegati per regolare la portata d'aria dei ventilatori di non grande potenza. Per regolazioni più precise si adottano motori con regolatore elettronico della velocità.

Le principali grandezze elettriche caratterizzanti i motori sono:



a) coppia a piena tensione; b) corrente assorbita a piena tensione; c) coppia a tensione ridotta (1/1,73); d) corrente assorbita a tensione ridotta (1/1,73); e) coppia resistente (ventilatore).

Fig. 41.34 – Diagramma coppia/numero di giri e corrente/numero di giri di motori asincroni con rotore a gabbia.

– Potenza resa (sull'albero): P_n

– Potenza attiva (richiesta alla rete): $P_a = \frac{P_n \cdot 100}{\eta_{mot}}$

– Potenza apparente (richiesta alla rete): $P_{app} = \frac{P_n \cdot 100}{\eta_{mot} \cdot \cos \varphi_{mot}}$

– Corrente assorbita (richiesta alla rete): $I_n = \frac{P_a \cdot 1000}{V \cdot \cos \varphi_{mot} \cdot 1.73}$

– Corrente di avviamento (richiesta alla rete): $I_{avv} = KI_n$.

P_n e P_a sono espressi in kW; P_{app} in kVA; I_n in ampere; V in volt; K è un coefficiente compreso fra 4 e 8.

Per motori con rotore in corto circuito, a 2÷6 poli e potenze fra 30 e 100 kW, risultano: η_{mot} = 90÷92%; $\cos\varphi_{mot}$ = 0,8÷0,9. I cataloghi dei costruttori forniscono per ogni motore questi ed altri dati necessari al progettista. –

I motori sono garantiti per un funzionamento regolare a tensione e frequenza comprese fra ± 5% del valore di targa e per temperature ambiente non superiori a 40°C.

In genere, la frequenza è stabile, mentre la tensione dipende dalle condizioni di rete. Fermo restando l'obiettivo di contenere la tensione entro ± 5%, è preferibile avere tensioni più basse anziché più alte.

Caratteristiche costruttive e dimensionali dei motori

I motori elettrici (di qualsiasi tipo) sono caratterizzati dalla forma costruttiva, contrassegnata, nella unificazione IEC, con le lettere A, B, C, D, V e da un numero a una o due cifre che individua le posizioni dell'albero (orizzontale o verticale) e la sistemazione dei cuscinetti (su supporti indipendenti o flangiati alla carcassa statorica).

La tab. 41.XV riporta le forme più comuni per motori di largo impiego.

La protezione contro l'ingresso di corpi estranei e dell'acqua nel motore è codificata con le sigle riportate nel § 41.10, valide per tutti i materiali elettromeccanici. È da ricordare che nei locali con pericolo di esplosione sono richiesti motori antideflagranti.

Le perdite dissipate nelle parti attive del motore devono essere cedute all'ambiente per evitare che le sovratemperature superino quelle ammesse per i materiali impiegati.

Tabella 41.XV – Forme costruttive unificate di motori elettrici.

	B3	carcassa con piedi		V5	carcassa con piedi installazione a parete
	B5	carcassa senza piedi scudo a flangia		V1	carcassa senza piedi scudo a flangia
	B9	carcassa senza piedi senza scudo lato comando		V8	carcassa senza piedi senza scudo lato comando
	B14	carcassa senza piedi scudo a flangia con fori filettati		C2	motore con supporto ausiliario per trasmissioni a cinghia

I motori asincroni di potenza sino ad alcune centinaia di kW sono raffreddati mediante ventilatori applicati direttamente sull'asse motore (*motori autoventilati*).

Per motori di grande potenza ovvero a velocità variabile oppure in condizioni ambientali particolari, vengono usati anche ventilatori ausiliari o scambiatori di calore aria/acqua.

I motori asincroni trifasi con rotore in corto circuito, con protezione IP 55 e forme costruttive B3, B5, B14 sono unificati secondo norme CE, le quali impongono ai costruttori dimensioni e caratteristiche elettriche atte a rendere possibile l'interscambiabilità fra motori della stessa "grandezza" realizzati da costruttori diversi.

Tale unificazione riguarda una gamma di potenze più concentrata sulle basse potenze e meno sulle alte.

Protezione e sistemi di avviamento dei motori asincroni trifasi

I motori asincroni trifasi possono essere soggetti a danni elettrici e meccanici.

I *danni elettrici* sono originati da:

a) sovraccarichi;
b) avviamenti ripetuti o prolungati;
c) funzionamento in monofase;
d) tensione troppo bassa o troppo alta;
e) insufficiente ventilazione (dovuta a polvere, sudiciume, ecc.);
f) temperatura ambiente troppo elevata;
g) guasti di isolamento.

La scelta delle protezioni deve tener conto del valore del motore da proteggere, del servizio, dell'ambiente e della probabilità che si verifichi uno degli eventi indicati.

In genere, vengono adottate protezioni amperometriche di tipo a relè bimetallico sulle tre fasi, in grado di proteggere abbastanza bene il motore contro gli eventi *a*, *b*, *c*. Valvole fusibili o interruttori automatici proteggono il motore in caso di corto circuito interno conseguente all'evento *g*. Apparecchiature di comando a *contattore* lo proteggono contro forti abbassamenti di tensione. L'apparecchiatura dotata di questi dispositivi viene comunemente chiamata *salvamotore* o *telesalvamotore*.

Sui motori più importanti oppure operanti in condizioni molto impegnative vengono applicati dei rilevatori di temperatura interna del tipo a semiconduttori, sensibili anche agli eventi *e*, *f* e più efficaci dei relè termici bimetallici al verificarsi degli eventi *a* e *b*.

Sui motori a media tensione sono applicate protezioni collegate a trasformatori di corrente e tensione.

I *danni meccanici* possono dipendere da:

a) danneggiamento dei cuscinetti;
b) danni alla macchina operatrice per rotazione invertita;
c) danni alla macchina operatrice per rotazione senza lubrificante od in condizioni anomale;
d) vibrazioni;
e) ingresso di sostanze estranee che provocano attriti o danneggiamenti sulle parti elettriche.

Le protezioni adottate contro tali danni sono le seguenti:
- per l'evento a): un contaore di funzionamento avente il compito di coordinare i cicli di ingrassatura e cambio dei cuscinetti;
- per l'evento b): un relè di inversione di fase;
- per gli eventi c), d): segnalatori di pressione, livello, vibrazione, ecc.;
- per l'evento e): scelta di motori con tenuta alla polvere e all'acqua idonea alle condizioni di impiego.

In ogni caso è essenziale un ciclo di manutenzione programmata secondo le indicazioni del costruttore.

Il sistema di avviamento dei motori in esame dipende:
1) dalle caratteristiche della rete di alimentazione;
2) dalla coppia resistente e dal momento d'inerzia del complesso motore-macchina;
3) dalle caratteristiche del motore.

La fig. 41.35 illustra sinteticamente la ripartizione dell'energia richiesta dall'avviamento di un motore con rotore avvolto e di uno con rotore a gabbia, a parità di energia meccanica fornita.

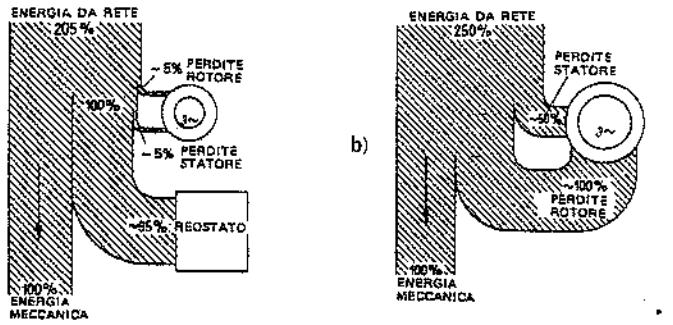


Fig. 41.35 – Energia dissipata nell'avviamento di motori asincroni: a) con rotore avvolto; b) con rotore a gabbia.

Risulta evidente che il motore con rotore a gabbia richiede alla rete una maggior potenza e dissipa le perdite di avviamento interamente al suo interno.

Durante l'avviamento di questo tipo di motore il fattore di potenza è basso e la corrente richiesta dalla rete è molto elevata (sino a 8 volte la corrente nominale).

D'altra parte, spesso non è consigliabile adottare il motore con rotore ad anelli (poco idoneo a frequenti avviamenti e con maggiori esigenze di manutenzione e maggiori costi): si ricorre pertanto a motori con rotore in corto circuito. In tali motori, si può ridurre la corrente di avviamento abbassando la tensione applicata sull'avvolgimento statorico mediante uno dei seguenti artifici (fig. 41.36):
- avviamento con avvolgimento collegato a stella e successivo passaggio al collegamento a triangolo (avviatore stella/triangolo), verificando però che la coppia resistente sia sempre inferiore alla coppia motrice;

- alimentazione del motore attraverso resistenze che provocano una caduta di tensione e vengono cortocircuitate dopo l'avviamento (avviatore a resistenze statoriche);
- alimentazione mediante avviatore statico, il quale regola la tensione in funzione della rampa di avviamento.

Gli ultimi due sistemi evitano delle forti punte di corrente al momento della variazione della tensione ai morsetti. Viceversa, il primo sistema offre una notevole semplicità e un costo ed un ingombro contenuti.

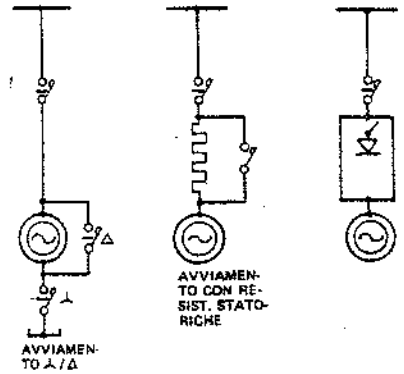


Fig. 41.36 – Schemi di avviamento per motori asincroni.

Va tenuto presente che, abbassando la tensione, la corrente si riduce in rapporto quasi lineare, mentre la coppia si riduce con rapporto quadratico: pertanto, la durata dell'avviamento cresce sensibilmente e, al limite, il motore potrebbe non portarsi alla velocità prevista per la commutazione di tensione e quindi assorbire egualmente una forte corrente (fig. 41.34).

Rileviamo ancora che nessuno dei dispositivi di avviamento a tensione ridotta sopra citati riduce la *quantità totale* di energia dissipata nel motore. Con un tempo di avviamento lungo si possono pertanto avere dei surriscaldamenti più intensi, essendo minore l'effetto della autoventilazione a giri ridotti.

Pertanto, nei limiti ammessi dalla rete, è preferibile scegliere un avviamento diretto.

Infine, va evidenziato il fatto che l'elettronica di potenza mette a disposizione degli impianti industriali apparecchiature che consentono sia di regolare la velocità di rotazione dei motori in modo continuo sia di ridurre le correnti di avviamento.

Criteri di scelta del motore

Il motore asincrono trifase dovrebbe essere scelto conoscendo bene le condizioni di esercizio, di alimentazione elettrica e ambientali.

In genere, il costruttore della macchina trascinata fornisce i seguenti dati:
- potenza consigliata per il motore;
- potenza assorbita dalla macchina;
- numero di giri nell'unità di tempo;
- tipo di accoppiamento (a giunto o a cinghia);
- forma costruttiva desiderata.

Nei casi più importanti o dietro richiesta indica anche:
- eventuali spinte assiali;
- diagramma coppia resistente/numero di giri (fig. 41.34);
- momento di inerzia (riferito all'asse motore);

– esigenze d'avviamento (per esempio, limiti di coppia di spunto e coppia massima).

Ai dati suddetti si aggiungono quelli relativi alle condizioni ambientali, che possono consigliare l'adozione di motori a tenuta d'acqua e/o di polvere oppure richiedere declassamenti di prestazione per temperature ambiente elevate o per installazioni oltre i 1000 m di altitudine. Il seguente specchietto fornisce alcune indicazioni in merito.

Temperatura ambiente	°C	40	45	50	55	60
Coefficiente di riduzione	%	100	95	90	84	76
Altitudine	m	1000	1500	2000	2500	3000
Coefficiente di riduzione	%	100	97	94	90	86

Infine, si dovranno considerare le cadute di tensione nella rete di alimentazione provocate dall'avviamento del motore, tenendo conto del $\cos\varphi$ e della massima condizione di carico prevedibile.

Alla luce dei dati sopra elencati si individueranno sui cataloghi dei costruttori il motore più idoneo ed il relativo tipo di avviamento cercando, per quanto possibile, di adottare l'avviamento diretto. In tale scelta si deve tener presente che alcune caratteristiche (ad esempio, la corrente e la coppia di spunto) sono fornite con tolleranze che raggiungono ± 20%.

Una verifica attenta, con richiesta di esplicita garanzia da parte dei fornitori della macchina e del motore, è bene sia eseguita nelle situazioni più impegnative (forti potenze, frequenti avviamenti, velocità elevate, pericoli di vibrazione, precarie condizioni di rete).

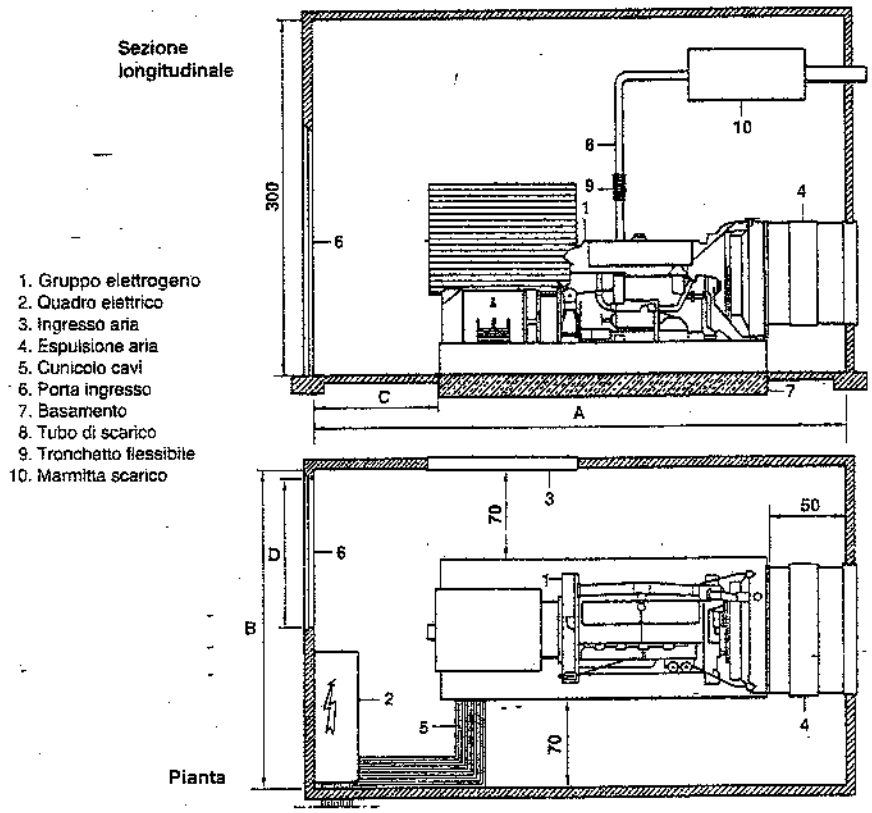
41.9. GRUPPI ELETTROGENI E GRUPPI DI CONTINUITÀ

La maggior complessità dei processi industriali ed il largo impiego dell'informatica richiedono di alimentare determinati utilizzatori con sorgenti non soggette ad interruzioni. Nei casi più semplici, è sufficiente che l'interruzione di energia sia limitata a pochi minuti, in altri casi non sono accettate discontinuità. A tali esigenze si fa fronte con i gruppi elettrogeni e con i gruppi statici di continuità.

I *gruppi elettrogeni* sono normalmente costituiti da un motore diesel di derivazione automobilistica, accoppiato ad un alternatore e corredato di apparecchiature che consentono l'immediato intervento al mancare della tensione e la commutazione sulla rete "privilegiata" entro 2-3 minuti. Le potenze vanno da pochi kW sino a circa 1000 kW; per potenze oltre i 500 kW diventano competitivi i gruppi a turbina a gas in grado di fornire potenze anche di decine di MW (integrate in sistemi di autoproduzione). La installazione dei gruppi elettrogeni (fig. 41.37) richiede che siano soddisfatte:

– le normative antincendio;
– la misurazione fiscale dell'energia prodotta con contatori piombati UTIF;
– la norma CEI 11-20 per impianti di produzione sino a 3000 kW;
– le disposizioni sull'inquinamento da rumore.

Sono disponibili sul mercato gruppi allogati in contenitore corredato dei necessa-



Potenza (kVA)	Peso (kg)		Dimensioni locale (cm)			
	statico	dinamico	A	B	C	D
20	670	1340	350	240	180	100
40	850	1900	360	240	180	100
80	1000	2000	410	240	170	100
130	1400	2800	430	250	170	120
150	1700	3400	460	270	160	140
250	2800	5600	480	270	160	140
350	3200	6400	500	280	160	160

Fig. 41.37 – Esempio di installazione di un gruppo elettrogeno automatico e principali caratteristiche di alcune macchine. Tutte le quote sono espresse in centimetri ed indicano valori minimi.

ri dispositivi di sicurezza e di adeguati silenziatori.

Nei *gruppi statici di continuità* (comunemente chiamati UPS) l'energia derivata dalla rete va ad un raddrizzatore che mantiene carica una batteria di accumulatori del tipo sigillato e fornisce energia ad un inverter; quest'ultimo trasforma l'energia da corrente continua in corrente alternata (fig. 41.38). Il dispositivo è normalmente corredato di by-pass statico che consente la commutazione rete/inverter al fine di poter provvedere alla manutenzione senza interrompere il funzionamento. Se viene a mancare l'alimentazione della rete, l'UPS può fornire energia, per un tempo correlato alla capacità della batteria di accumulatori (da 10 a 20 minuti in genere). Nei casi in cui si teme che un black-out prolungato provochi danni, si completa l'UPS con un gruppo elettrogeno adeguato.

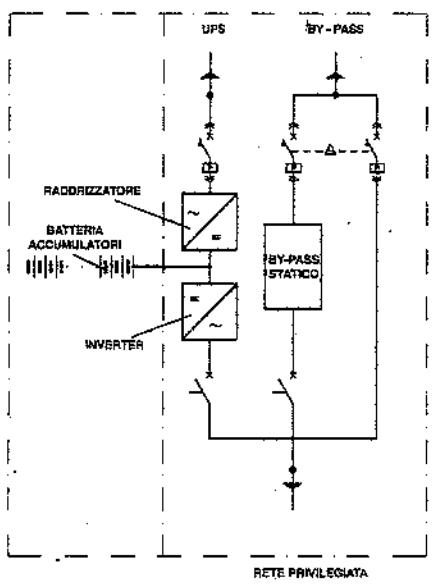


Fig. 41.38 – Gruppo statico di continuità (UPS).

41.10. INVOLUCRI PROTETTIVI

I componenti degli impianti elettrici (esclusi i cavi) sono racchiusi in involucri che assicurano un determinato grado di protezione contro gli agenti esterni (protezione dell'apparecchiatura) ed i contatti diretti (protezione delle persone).

La norma CEI EN 6052 classifica i "gradi di protezione degli involucri delle apparecchiature elettriche". Tale classificazione prevede un codice costituito dalle due lettere IP seguite da due cifre caratteristiche e due lettere addizionali (opzionali), i cui significati sono:

1) *Prima cifra caratteristica da 0 a 6*: indica il grado di protezione degli involucri delle apparecchiature per quanto riguarda:
   - la protezione dell'apparecchiatura interna contro la penetrazione di corpi solidi estranei;
   - la protezione delle persone contro l'accesso alle parti in tensione.
2) *Seconda cifra caratteristica da 0 a 8*: precisa il grado di protezione dell'apparecchiatura interna contro la penetrazione di acqua.

Se si usa una sola delle due cifre, l'altra è sostituita dalla lettera X.

3) *Prima lettera addizionale* (A – B – C – D): indica la protezione per le persone contro l'accesso a parti pericolose.
4) *Seconda lettera supplementare* (H – M – S – W): fornisce ulteriori informazioni per la sicurezza nell'uso dell'apparecchiatura.

La tab. 41.XVI riporta gli elementi del codice IP e – in sintesi – i relativi significati. Pertanto, a titolo di esempio, un involucro contrassegnato con il codice IP seguito dalle cifre 3 e 5 e dalle lettere C e S, ossia

IP35CS

è in grado di proteggere:
- l'apparecchiatura interna all'involucro contro la penetrazione di corpi solidi estranei di diametro ≥ 2,5 mm (ad esempio, sabbia o filo di ferro);
- le persone che impugnano attrezzi di diametro ≥ 2,5 mm (ad esempio, un cacciavite);
- l'apparecchiatura interna contro i getti d'acqua proiettati sull'involucro da tutte le direzioni;
- le persone che impugnano attrezzi di diametro ≥ 2,5 mm e lunghi 100 mm, contro l'accesso a parti pericolose (lettera C);
- l'involucro nei confronti di danni provocati dalla penetrazione di acqua ad apparecchiatura ferma (lettera S).

41.11. PROTEZIONE CONTRO I CONTATTI INDIRETTI

Le parti metalliche accessibili degli impianti elettrici, che non sono in tensione in condizioni ordinarie di esercizio, ma che possono andare in tensione in caso di guasto (masse), devono essere protette in modo da non costituire un pericolo per le persone (protezione contro i contatti indiretti).

Trattano l'argomento, in particolare, le norme CEI 11-8 (impianti di terra) e 64-8 (impianti utilizzatori a tensione nominale non superiore a 1000V). Va anche ricordata la Guida CEI per l'esecuzione degli impianti di terra di stabilimenti industriali.

I sistemi di III categoria sono esercíti con neutro a terra e quindi eventuali guasti a terra possono generare correnti elevate, dell'ordine di parecchi kiloampere. I sistemi di II categoria, per contro, funzionano a neutro isolato e la corrente di guasto a terra dipende dalla estensione della rete e dalle sue caratteristiche (aerea o in cavo); in ogni caso, la corrente non supera qualche centinaio di ampere. Nei sistemi di I categoria le condizioni di funzionamento possono essere diverse e, di conseguenza, possono riscontrarsi i seguenti sistemi di messa a terra:

sistema TN: un punto del sistema (generalmente il neutro del trasformatore) è collegato a terra, mentre le masse dell'impianto sono collegate a quel punto mediante il conduttore di protezione;

sistema TT: un punto del sistema (generalmente il neutro del trasformatore) è collegato a terra, mentre le masse dell'impianto sono collegate ad un impianto di terra indipendente;

sistema IT: il sistema elettrico ha il neutro isolato o a terra tramite una impedenza, mentre le masse sono collegate a terra.

Tabella 41.XVI – Classificazione dei gradi di protezione degli involucri di apparecchiature elettriche (CEI EN 60529).

N.B.: L'indicazione di un determinato grado di protezione implica che l'involucro sia anche conforme ai gradi di protezione inferiori.

Elemento	Cifre o lettere	Protezione dell'apparecchiatura	Protezione delle persone
Lettere caratteristiche	IP		
Prima cifra caratteristiche		contro la penetrazione di corpi solidi estranei:	contro l'accesso a parti pericolose con:
	0	(non protetto	(non protetto)
	1	di diametro ≥ 50 mm	il dorso della mano
	2	di diametro ≥ 12,5 mm	un dito
	3	di diametro ≥ 2,5 mm	un attrezzo Ø 2,5 mm
	4	di diametro ≥ 10 mm	un filo Ø 1,0 mm
	5	protetto contro la polvere	un filo Ø 1,0 mm
	6	totalmente protetto contro la polvere	un filo Ø 1,0 mm
Seconda cifra caratteristica		contro la penetrazione di acqua con effetti dannosi:	
	0	(non protetto)	
	1	caduta verticale di gocce d'acqua	
	2	caduta di gocce su involucro inclinato ≥ 15°	
	3	pioggia	
	4	spruzzi d'acqua da tutte le direzioni	
	5	getti d'acqua da tutte le direzioni	
	6	getti potenti da tutte le direzioni	
	7	immersione temporanea	
	8	immersione continua	
Lettera addizionale (opzionale)			contro l'accesso a parti pericolose con:
	A		il dorso della mano
	B		un dito
	C		un attrezzo Ø 2,5 mm, lungo 100 mm
	D		un filo Ø 1 mm, lungo 100 mm
Lettera supplementare (opzionale)		informazioni supplementari relative a:	
	H	apparecchiatura ad alta tensione	
	M	prova con acqua con apparecchiatura in moto	
	S	prova con acqua con apparecchiatura non in moto	
	W	condizioni atmosferiche	

Le figure 41.39, 41.40 e 41.41 illustrano la modalità di messa a terra dei tre sistemi elettrici citati ai fini della protezione contro i contatti indiretti.

I mezzi di protezione sono diversi per la bassa e la media tensione.

Bassa tensione

Negli impianti alimentati direttamente dalla rete di distribuzione pubblica di bassa tensione (sistema TT) le masse devono essere collegate a un impianto di terra di resistenza R_T che soddisfi la condizione $R_T \leq 50/I_{dn}$, dove I_{dn} è la corrente differenziale nominale d'intervento più elevata tra gli interruttori differenziali posti a protezione dell'impianto.

In alternativa, si possono utilizzare apparecchi con isolamento doppio o rinforzato, oppure utilizzare un trasformatore d'isolamento (protezione per separazione elettrica).

I circuiti a bassissima tensione di sicurezza, a tensione inferiore a 50 V e alimentati da un trasformatore di sicurezza non necessitano di protezione contro i contatti indiretti.

Negli impianti alimentati in media tensione, e quindi con propria cabina di trasformazione (sistemi TN), se il neutro è collegato direttamente alla stessa terra delle masse, per un guasto franco a terra sulla bassa tensione i dispositivi di sovracorrente o differenziali devono aprire il circuito entro 0,4 s per i circuiti terminali e 5 s per i circuiti di distribuzione. Allo scopo deve essere soddisfatta la condizione $U_o/Z_s \geq I_a$, dove U_o è la tensione di fase e I_a è la corrente che determina l'intervento delle protezioni entro i tempi suddetti.

Se il neutro è isolato da terra (sistema IT) il primo guasto a terra determina la circolazione di una piccola corrente capacitiva I_d e le masse devono essere collegate a un impianto di resistenza $R_T \leq 50/I_d$.

In tale modo le masse non assumono una tensione superiore a 50 V e il guasto a terra può permanere senza dover interrompere il circuito. Per questo motivo, i sistemi IT sono utilizzati dove è preminente l'esigenza di continuità di servizio.

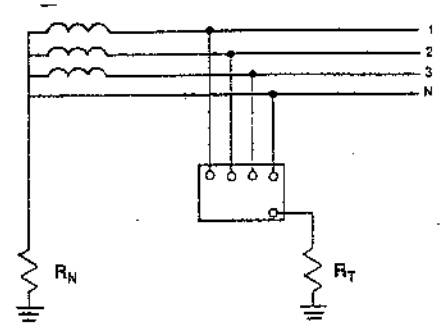


Fig. 41.39 – Sistema TT: le masse sono collegate ad un impianto di terra.

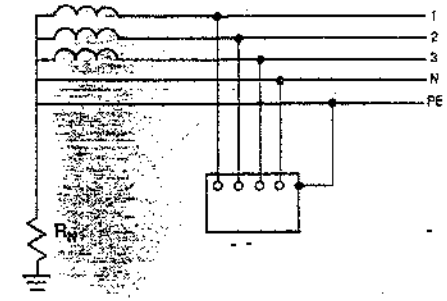


Fig. 41.40 – Sistema TN: le masse sono collegate al neutro e questo è collegato a terra.

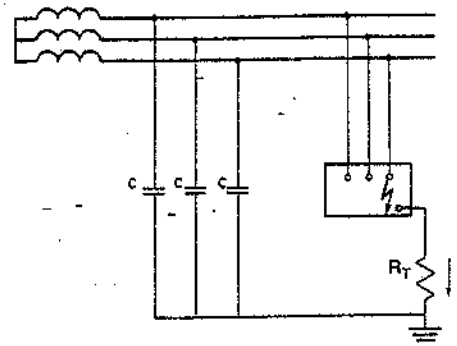


Fig. 41.41 – Sistema IT: il neutro è isolato da terra ed il riferimento a terra avviene tramite le capacità parassite.

Ad evitare che si stabilisca un secondo guasto a terra, è richiesto un dispositivo di controllo dell'isolamento.

Media e alta tensione

Un guasto a terra non deve determinare tensioni di contatto e di passo pericolose in relazione al tempo di eliminazione del guasto stesso, secondo quanto stabilito dalla norma CEI 11-8.

In genere, negli impianti utilizzatori si realizza un impianto di terra unico per l'alta, media, bassa tensione e per l'eventuale messa a terra del neutro.

41.12. PROTEZIONE CONTRO I FULMINI

Il principio di protezione contro i fulmini è quello della *gabbia di Faraday*: questa provvede ad intercettare il fulmine mediante i captatori (elementi metallici posti sul tetto), condurre la corrente a terra mediante le calate e disperderla senza danni nel terreno tramite idonei dispersori (figg. 41.42 e VI.17). L'insieme dei captatori, delle calate e dei dispersori prende il nome di LPS esterno.

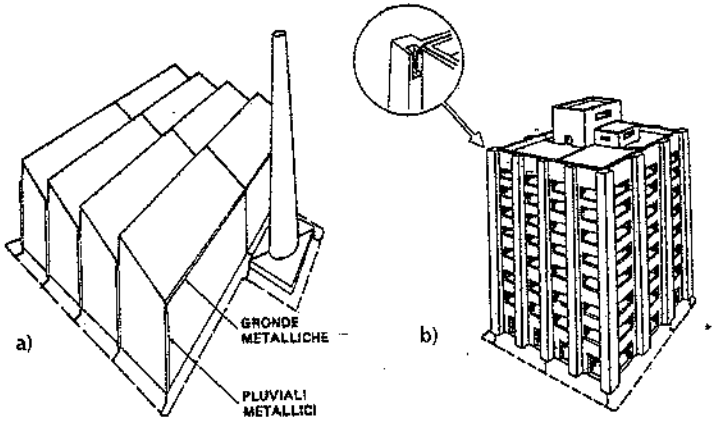


Fig. 41.42 – Esempi di protezione contro le scariche atmosferiche: a) di uno stabilimento industriale; b) di un edificio in cemento armato.

L'impianto di terra del parafulmine deve essere unito a quello già indicato per la protezione contro i contatti indiretti.

La corrente di fulmine costituisce un fenomeno impulsivo che può determinare tensioni indotte nelle spire costituite da corpi metallici e impianti elettrici e quindi scariche laterali pericolose entro il volume protetto. Per evitare questo pericolo si devono effettuare collegamenti equipotenziali diretti o tramite limitatori di tensione, secondo le regole indicate nella norma CEI 81-1. L'insieme di tali provvedimenti prende il nome di LPS interno.

LPS esterno più LPS interno formano il sistema di protezione contro i fulmini (Lightning Protection System).

41.13. CENNI SULL'AUTOPRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA

Come già detto nel § 41.2, in Italia la produzione di energia elettrica è stata soggetta a vincoli. In pratica, era consentita alle industrie la sola costruzione di impianti "a recupero": sono così definiti gli impianti che utilizzano sottoprodotti delle lavorazioni industriali oppure che consentono di aumentare il rendimento globale di un processo industriale mediante utilizzazione "in cascata" dei *transfer* termici. L'energia prodotta doveva essere totalmente utilizzata nell'ambito del comprensorio industriale in cui era situato l'impianto di autoproduzione e non destinata ad altri utilizzatori.

A seguito della crisi energetica, le disposizioni legislative si sono evolute favorendo la "cogenerazione", vale a dire la realizzazione di impianti atti ad assicurare all'utenza industriale sia i fabbisogni termici sia quelli elettrici.

Si è pertanto assistito allo sviluppo di impianti di cogenerazione di potenza variabile preferenzialmente fra 3 e 50 MW elettrici; in genere, tali impianti trovano la convenienza economica nella disponibilità dell'ENEL ad acquistare, a prezzi di mercato, le eccedenze di produzione di energia elettrica.

La cogenerazione è sovente basata sulla produzione di vapore a pressione e temperatura superiori a quelle normalmente richieste per le esigenze tecnologiche e sullo sfruttamento del salto entalpico così disponibile in gruppi turbina-alternatore a contropressione (fig. 41.43.a).

In altri casi (fig. 41.43.b), si ricorre a gruppi turbina a gas-alternatore nei quali si bruciano gas naturale o – se disponibile – gas combustibili prodotti nel processo tecnologico e non altrimenti utilizzabili (come avviene nel caso delle raffinerie).

Negli impianti di dissalazione, il cui processo tecnologico utilizza vapore (è il caso del procedimento *multiflash* descritto nel capitolo 47), si può produrre il vapore occorrente ed energia elettrica con uno dei due sistemi suddetti.

Quando si dimensiona un impianto di autoproduzione utilizzante vapore destinato alle utenze tecnologiche e all'impianto di riscaldamento, si deve tener presente che l'andamento dei consumi di energia termica è sensibilmente diverso da quello dei consumi elettrici dello stabilimento, sia durante la giornata lavorativa sia, a maggior ragione, nelle diverse stagioni: l'autoproduzione dovrebbe pertanto utilizzare il solo vapore tecnologico (consumo di base), il cui fabbisogno è abbastanza costante nell'anno.

Tuttavia, nelle località con un numero di gradi-giorno (13) annui superiore a 2000÷2500, l'autoproduzione di energia può utilizzare anche una parte del vapore destinato al riscaldamento; si può cioè fare ragionevole affidamento per alcuni mesi all'anno su una potenza elettrica di base pari a circa il 20% di quella massima assorbita dal riscaldamento (fig. 41.44).

Una centrale termica con autoproduzione comporta investimenti elevati, per cui si deve sempre preventivamente impostare uno studio di fattibilità che tenga conto da un lato dei costi di ammortamento e gestionali e dall'altro del risparmio ottenibile grazie alla minore quantità di energia elettrica acquistata dall'ENEL o dalla AEM.

In tutti i casi, è sempre necessaria una alimentazione elettrica esterna, di potenza adeguata al fabbisogno senza l'autoproduzione o con autoproduzione ridotta, per consentire la continuità operativa di almeno una parte delle lavorazioni.

(13) Per la definizione di gradi-giorno, v. capitolo 43.

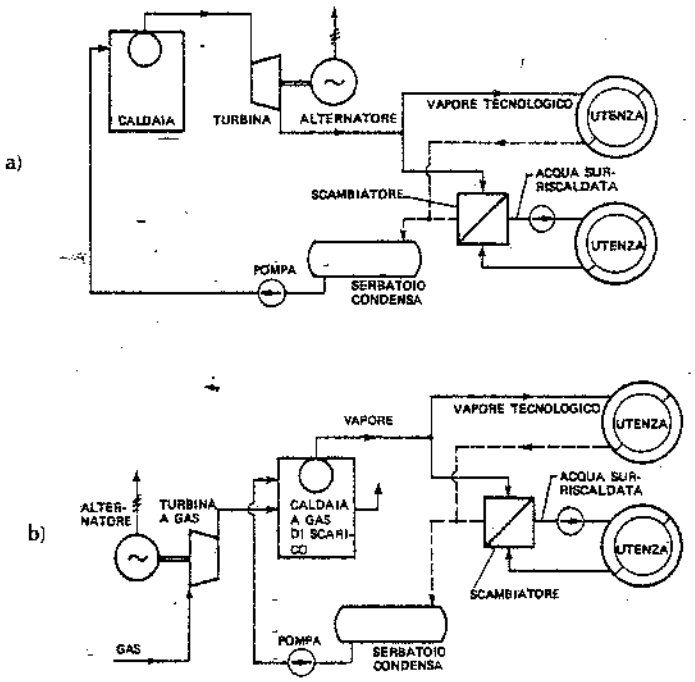


Fig. 41.43 – Schemi di autoproduzione con recupero: a) caldaia e turbo-alternatore a contropressione; b) turbo-gas e caldaia di recupero del calore dai gas di scarico della turbina.

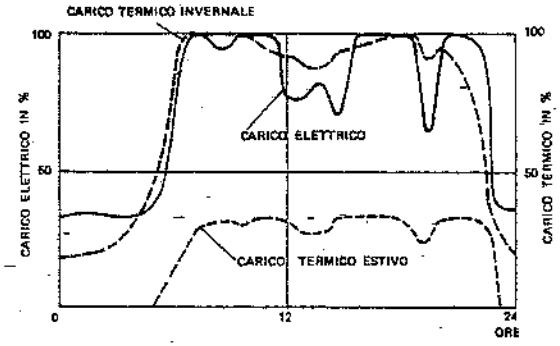


Fig. 41.44 – Andamento dei fabbisogni elettrici e termici in uno stabilimento meccanico nei giorni lavorativi.

Rientrano fra i sistemi di autoproduzione anche i gruppi elettrogeni ad intervento automatico, cui si è fatto cenno nel § 41.9: essi assicurano l'alimentazione dell'energia elettrica – in condizioni di emergenza – a determinati carichi privilegiati (illuminazione di sicurezza, centri elaborazione dati, forni fusori, magazzini frigoriferi, elettropompe di alimentazione dell'acqua antincendio, mescolatori di vernici, ecc.). Per l'installazione di tali gruppi, quando la potenza supera i 500 kW, occorre presentare domanda al ministero dell'industria.

41.14. BIBLIOGRAFIA

Comitato Elettrotecnico Italiano, *Norme CEI*, Milano.
G. De Bernardo e V. Carrescia, *Impianti di messa a terra*, Roma, ed. ENPI.
Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro, Milano, L. di G. Pirola.
C. Clerici e E. Raimondi, *Il servizio elettrico*, Milano, F. Angeli.
D. Beeman, *Industrial Power System Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Olivieri e E. Ravelli, *Elettrotecnica*, Padova, CEDAM.
V. Carrescia, *Fondamenti di sicurezza elettrica*, Milano, Hoepli.
SIEMENS, *Electrical Engineering Handbook*, Munchen.
AEG, *General Electrical Engineering*, Berlin, Elitera Verlag.
ABB Sace – Aifo – Anie – Bticino – Demag – Gore – Italco – Nova Cavi – Nuova Esi – Nuova Magrini Galileo – Pirelli cavi – Pogliano – Sea – Stem – Tesar, *Cataloghi tecnici*.

42. Impianti di illuminazione

42.1. GENERALITÀ

L'illuminazione di un locale industriale riveste particolare importanza sul benessere e sull'attività dei lavoratori, sulla percentuale di infortuni e sulla qualità della produzione.

Infatti, nei locali dove il livello di illuminamento è scarso si rilevano:
- un progressivo senso di stanchezza degli operatori;
- più elevate percentuali di infortuni;
- maggiori scarti nelle lavorazioni.

42.2. LA LUCE

Le radiazioni visibili fanno parte dell'energia raggiante che si propaga sotto forma di onde elettromagnetiche. I fattori che consentono di definire tale energia raggiante sono la lunghezza d'onda λ, la frequenza f e la velocità di propagazione c, legati dalla relazione

$$\lambda \cdot f = c = 299.793 \text{ km/s} \tag{42.1}$$

Le vibrazioni elettromagnetiche note si sviluppano su uno spettro continuo che occupa una vastissima gamma di lunghezze d'onda; solamente una banda ristretta di tali onde (fig. 42.1) impressiona la retina dell'occhio umano, risultando visibile. Lo spettro visibile è quello compreso all'incirca fra le lunghezze d'onda di 380nm (ultravioletto) e 780nm (infrarosso).

Il colore delle sorgenti di luce "bianca" è definito per comparazione con la luce emessa dal corpo nero portato ad una determinata temperatura, espressa in gradi kelvin. Ad esempio, tale temperatura è di 6500K per la luce solare e di 3000÷5000K per le lampade fluorescenti tubolari.

Lo spettro della luce emessa da una sorgente può essere continuo, cioè con emis-

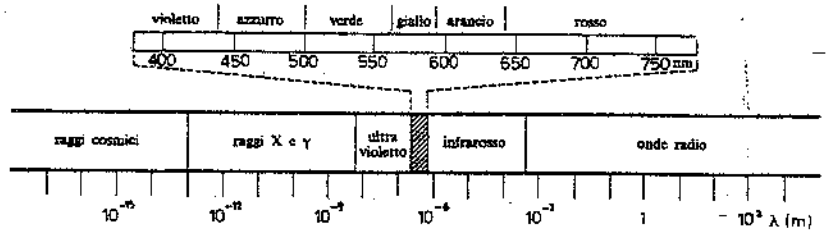


Fig. 42.1 – Spettro delle radiazioni elettromagnetiche.

sione non nulla in tutto il campo delle radiazioni visibili, oppure discontinuo se l'energia è concentrata in un certo numero di radiazioni monocromatiche. La luce solare e quella delle lampade ad incandescenza sono a spettro continuo. Lo spettro delle lampade a scarica in gas rarefatti è discontinuo; l'impiego di ampolle con polveri fluorescenti riduce la discontinuità di emissione di queste lampade.

42.3. UNITÀ FOTOMETRICHE

Le unità di misura delle grandezze fotometriche di uso corrente sono, nel Sistema Internazionale, quelle di seguito richiamate.

a) *Intensità luminosa:* l'unità di misura è la candela (cd) ovvero l'intensità luminosa emessa da un corpo nero alla temperatura di solidificazione del platino in direzione perpendicolare al foro di uscita (avente un'area di 1/600.000 m^2) sotto la pressione di 101.325 Pa (1,01325 bar).
b) *Flusso luminoso:* unità di misura il lumen (lm), flusso luminoso emesso nell'angolo solido di 1 steradiante (sr) da una sorgente puntiforme, isotropa, avente intensità luminosa di 1 candela: 1 lm = 1 cd·sr. Una sorgente con intensità 1 cd in ogni direzione emette 4π lm.
c) *Illuminamento:* lux (lx), illuminamento prodotto su una superficie di area 1 m^2 dal flusso luminoso di 1 lm incidente perpendicolarmente: 1 lux = 1 lm/m^2.
d) *Luminanza:* nit (nt), luminanza (o brillanza) di una superficie di area 1 m^2 che emette in direzione perpendicolare radiazioni con intensità luminosa di 1 cd: 1 nt = 1 cd/m^2.

Di seguito, si riportano alcuni valori che le unità di misura sopra introdotte assumono nella pratica.

– Intensità luminosa:
proiettore con lampada di 1000 lm: 80.000cd su pochi steradianti; diffusore con lampada da 1000 lm: 250cd su 90 sr.
– Flusso luminoso:
lampada di segnalazione al neon: 0,6 lm;
tubo fluorescente 36 W: 2500 ÷ 3300 lm;
lampada al sodio ad alta pressione 400 W: 100.000 ÷ 140.000 lm;
lampada allo xenon da 20.000 W: 500.000 lm.
– Illuminamento:
chiaro di luna: 0,2 lx;

illuminazione stradale: 5 ÷ 40 lx;
illuminazione industriale: 100 ÷ 1.000 lx;
luce solare: fino a 90.000 lx.
– Luminanza:
luna: 4000 cd/m^2;
cielo sereno: 3000 ÷ 5000 cd/m^2;
tubo fluorescente: 3300 ÷ 13.000 cd/m^2;
lampada a vapori di mercurio: 40.000 ÷ 250.000 cd/m^2;
sole: $1600 \cdot 10^6$ cd/m^2.

La misura dell'illuminamento può essere eseguita mediante un luxmetro con cellula fotoelettrica adattata, mediante appositi filtri, alla curva di sensibilità dell'occhio umano. Le difficoltà dell'uso del luxmetro non sono diverse da quelle di un tester normalmente impiegato per le misure elettriche.

Anche il rilievo delle luminanze si effettua con apparecchi portatili (luminanzometri); il costo di tali apparecchi è abbastanza elevato ed il loro uso richiede una certa pratica; nel controllo delle caratteristiche di illuminazione che più interessano il comfort visivo, è indubbio che con il luminanzometro si ottengono dati molto più significativi rispetto al semplice rilievo degli illuminamenti con un luxmetro.

La misura dell'intensità luminosa e del flusso luminoso richiede attrezzature complesse; pertanto le caratteristiche fotometriche di un apparecchio per illuminazione od il flusso luminoso di una lampada devono essere rilevati presso laboratori specializzati, che sono in grado di rilevare anche altri dati interessanti, quali: rendimenti, temperature interne, tenuta agli agenti atmosferici per gli apparecchi di illuminazione; durata, spettro di emissione e temperature per le lampade.

42.4. L'ILLUMINAZIONE DELL'AMBIENTE DI LAVORO

La normativa

Nei locali adibiti ad attività lavorative, l'illuminazione deve permettere un facile riconoscimento degli oggetti e favorire l'attività da svolgere limitando l'insorgere dell'affaticamento e rendendo chiaramente percepibili le situazioni pericolose.

A quest'ultimo proposito, i D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, e 18 marzo 1996, n. 242, prescrivono quanto segue:

1) i luoghi di lavoro che non siano ubicati in sotterranei devono disporre di sufficiente luce naturale ed essere dotati di dispositivi che consentano un'illuminazione artificiale adeguata per salvaguardare la sicurezza, la salute e il benessere dei lavoratori;
2) gli impianti di illuminazione dei locali di lavoro e delle vie di circolazione devono essere installati in modo che il tipo d'illuminazione previsto non rappresenti un rischio di infortunio per i lavoratori;
3) i luoghi di lavoro nei quali gli operatori sono particolarmente esposti a rischi in caso di guasto della illuminazione artificiale, devono disporre di un'illuminazione di sicurezza di sufficiente intensità;
4) le superfici vetrate illuminanti ed i mezzi di illuminazione artificiale devono essere tenuti costantemente in buone condizioni di pulizia e di efficienza.

Inoltre, la legge 5 marzo 1990, n. 46 ("Norme per la sicurezza degli impianti"), impone che gli impianti di illuminazione siano progettati, realizzati e mantenuti in conformità *a regola d'arte*. La stessa legge precisa che si intendono "costruiti a regola

d'arte gli impianti realizzati in conformità alle norme tecniche dell'UNI e del CEI, alla legislazione tecnica vigente od alla normativa emanata dagli organismi di normalizzazione degli altri paesi della CE".

Le prescrizioni tecniche più note in ambito CE sono:
- Italia: norma UNI 703801994 (1);
- Germania: norma DIN 5035-1979;
- Francia: norma NF X 35-103.
- Inghilterra: Recommendation IES (Illuminating Engineering Society).

Le tabelle 42.I e 42.II forniscono rispettivamente:
- gli illuminamenti previsti dalla norma UNI 10380-94 in alcuni ambienti industriali (2);
- i fabbisogni di energia per illuminazione in percento del fabbisogno totale di energia elettrica di stabilimenti tipo.

Tabella 42.I – Illuminamenti medi sul piano di lavoro riferiti a stati medi di invecchiamento ed insudiciamento degli impianti di illuminazione per alcune attività industriali.

Attività industriali	Illuminamenti medi lux
Fonderie	
preparazione stampi e stampaggio per lavorazioni pesanti	300
preparazione stampi e stampaggio per lavorazioni fini ed ispezione	500
Industrie alimentare	
aree di lavoro in genere	300
processi automatici	200
Industrie chimiche	
processi automatici	100
sale controllo, laboratori, produzione farmaceutica	500
Industrie tessili	
filatura, bobinatura, tintura	500
tessitura, cucitura, stampaggio tessuti	750
Officine meccaniche e di montaggio	
banchi per lavorazioni medie e macchine automatiche	500
banchi per lavorazioni fini	750
Produzione abbigliamento	
taglio e cucitura	750
stiratura	500

N.B.: Ai fini della progettazione, l'illuminamento iniziale (di progetto) si ottiene moltiplicando quello medio per un *fattore di deprezzamento* (mediamente pari a 1,25), per tenere conto dell'invecchiamento e dell'insudiciamento dei materiali. Tale fattore è il reciproco del *fattore di manutenzione* di cui si dirà in seguito.

(1) UNI 10380-94 "Illuminazione di interni con luce artificiale".

(2) La norma raccomanda anche le tonalità di colore, la resa cromatica delle sorgenti luminose e la limitazione dell'abbagliamento.

Abbagliamento

Il campo di adattamento dell'occhio è molto esteso, includendo luminanze nel rapporto di 1 a 1 milione e oltre; però, il tempo di adattamento è variabile: minore per i valori elevati e maggiore per quelli bassi. La presenza nel campo visivo di sorgenti luminose con luminanza sensibilmente superiore a quella media sulla quale è adattato l'occhio, provoca una sensazione di disturbo chiamata abbagliamento.

Si distinguono due tipi di fenomeni:
1) *Abbagliamento perturbatore,* il quale riduce la possibilità di vedere chiaramente i dettagli od i contrasti. Può essere provocato da una sorgente luminosa con luminanza molto più elevata di quella degli oggetti da osservare oppure da riflessi sul compito visivo. Quando la sorgente è estremamente luminosa si possono avere fenomeni di cecità temporanea che, nel lavoro industriale, sono causa di infortuni o di errori.
2) *Abbagliamento inconfortevole:* la presenza di oggetti a luminanza molto più elevata, in genere alla periferia del campo visivo, provoca una sensazione sgradevole, pur senza disturbare la visione.

Per evitare condizioni di abbagliamento nei locali industriali, vengono consigliati i rapporti di luminanza riportati nella tab. 42.III. La già citata norma UNI 10380 precisa che l'abbagliamento può essere causato sia dagli apparecchi di illuminazione (abbagliamento diretto), sia dalle elevate luminanze prodotte dalle superfici lucide (abbagliamento riflesso); fornisce inoltre indicazioni ed accorgimenti per limitare tali luminanze.

Tabella 42.II – Consumi di energia per illuminazione in alcune industrie espressi in percentuale dei consumi totali.

Tipo di industria	%
Fonderie	1÷3
Laminatoi	3÷5
Trafilerie	5÷8
Lavorazioni meccaniche	8÷10
Officine di montaggio	10÷25

Tabella 42.III – Rapporti di luminanza consigliati in ambienti industriali.

Rapporto luminanze fra:	Categoria A	B	C
1) Compito visivo e sfondo più scuro adiacente	3:1	3:1	5:1
2) Compito visivo e sfondo più chiaro adiacente	1:3	1:3	1:5
3) Compito visivo e sfondo più scuro lontano	10:1	20:1	–
4) Compito visivo e sfondo più chiaro lontano	1:10	1:20	–
5) Fra apparecchi di illumin. o finestre e superfici adiacenti	20:1	–	–

A = Aree d'officina con controllo della riflessione delle superfici, per condizioni visive ottime;
B = Aree d'officina con controllo della riflessione solo nelle zone di lavoro;
C = Aree interne ed esterne qualsiasi.

Fattori complementari del benessere visivo

L'esecuzione di compiti visivi impegnativi risulta facilitata da adeguate luminanze e contrasti. A tale fine si realizzano, caso per caso, sistemi di luce specifica, sfondi luminosi o scuri, luci radenti, atti a consentire una maggior facilità di visione.

Contribuiscono inoltre al benessere visivo i seguenti fattori:
- *uniformità di illuminazione:* negli ambienti di lavoro, la norma UNI citata suggerisce di contenere il rapporto degli illuminamenti di superfici vicine fra 1 e 5 e di considerare, agli effetti del benessere visivo, non solo il posto di lavoro, ma l'intero ambiente;
- *illuminazione di pareti, soffitto e pavimento:* la normativa tecnica consiglia, per gli ambienti di lavoro, i seguenti rapporti di illuminamento:
  - fra pareti e piano di lavoro: 0,5÷0,8;

• fra soffitto e pareti: 0,3÷0,9.

L'illuminazione del soffitto è particolarmente necessaria quando le operazioni lavorative costringono a rivolgere sovente lo sguardo verso l'alto (magazzini con impilamento mediante carrelli elevatori, montaggio di macchinari o trasporto di oggetti con paranchi o gru comandati da terra, ecc.).

42.5. L'ILLUMINAZIONE DEGLI AMBIENTI INDUSTRIALI

Sorgenti luminose

Per l'illuminazione dei locali industriali interessano sorgenti di elevata efficienza e lunga durata, aventi flusso e brillanza adeguati all'altezza di installazione.

Di seguito, elenchiamo i tipi di lampade più frequentemente adottati in pratica e le relative caratteristiche.

– *Lampade a incandescenza* con potenze variabili da 25 a 2000 W, efficienza di 10÷20 lm/W, vita media 1000 ore, temperatura del colore 2900-3100 K. Queste caratteristiche le rendono poco idonee all'uso in ambienti industriali, salvo che per installazioni particolari (per esempio, l'illuminazione specifica oppure ove si richiedano poche ore annue di accensione). I pregi sono: la luce sufficientemente bianca e con spettro continuo; l'immediata accensione; la mancanza di apparecchiature ausiliarie; il basso costo sia della lampada che dell'armatura. Inconvenienti sono: la vita breve; lo scarso rendimento; il calore sviluppato. Un tipo derivato sono le lampade a ciclo di iodio (alogene), che consentono maggior efficienza e durata e forniscono una luce più bianca. L'avvento di lampade fluorescenti compatte tende a ridurre l'impiego delle lampade a incandescenza sia per la loro maggiore durata sia per i minori consumi.

b) *Lampade fluorescenti tubolari* costituite da un tubo di vetro ricoperto all'interno di polveri fotoluminescenti, in cui si produce un arco di vapore di mercurio a bassa pressione. Le potenze unitarie più in uso vanno da 18 a 58 W, con efficienze di circa 90 lm/W; vita media di 6000÷12.000 ore, in relazione al tipo, al numero di accensioni ed alla costanza delle caratteristiche di alimentazione; temperatura del colore da 3000 a 6500 K a seconda delle polveri fluorescenti usate. Pregi: buona efficienza; possibilità di ottenere luci con ottima resa dei colori; lunga vita; costo contenuto; luminanza modesta, compresa fra 3000 e 13.000 cd/m^2; tempo di accensione molto breve. Inconvenienti: necessità di un alimentatore e, in genere, di uno starter; potenza limitata (il che comporta un numero elevato di tubi per conseguire forti livelli di illuminazione).

c) *Lampade a vapori di mercurio ad alta pressione* con scarica entro ampolla di quarzo protetto da bulbo di vetro, per lo più rivestito con polveri fluorescenti. Le potenze unitarie variano da 50 a 1000 W (ma più diffusi sono i valori 250 e 400 W), con efficienze di 35÷55 lm/W; la durata media è di circa 6.000 ore. Pregi, rispetto al tubo fluorescente: potenze unitarie elevate; ingombro ridotto. A sfavore: bassa resa cromatica; efficienza inferiore alle lampade fluorescenti; tempi di accensione ed in particolare di riaccensione piuttosto lunghi; luminanza elevata, da 4·10^4 a 25·10^4 cd/m^2.

d) *Lampade a vapori di sodio ad alta pressione*, nelle quali la scarica avviene in ampolla di quarzo con vapori di sodio. Al contrario delle lampade al sodio a bassa pressione, la luce non è monocromatica, ma copre uno spettro abbastanza completo. Le potenze unitarie vanno da 50 a 1000 W, con efficienze di 35÷120 lm/W e durata media pari a circa 16.000 ore; luminanza da 15 a 550 cd/cm^2. Il pregio essenziale di queste lampade rispetto a quelle a vapore di mercurio, è la maggior efficienza. A sfavore, sta il maggior costo sia della lampada che dell'alimentatore, una efficienza cromatica minore, la luminanza elevata.

e) *Lampade a vapori di alogenuri* (joduri metallici) con scarica in gas ad alta pressione di mercurio e alogenuri. Le potenze vanno da 70 a 2000 W (più diffuse quelle da 250 e 400 W), con efficienze da 70 a 95 lm/W e durata media di circa 6000 ore; la luminanza varia da 15·10^4 a 14·10^6 cd/m^2. I pregi di queste lampade, rispetto alle precedenti a scarica, stanno nella luce emessa, che consente una buona resa dei colori, e nella elevata efficienza. Per contro, la luminanza è alta e la durata limitata.

Si trascurano altre lampade di limitato impiego industriale, quali le lampade al sodio a bassa pressione, le lampade alogene e le lampade fluorescenti compatte.

La fig. 42.2 fornisce le efficienze delle diverse sorgenti luminose artificiali in funzione della potenza e del flusso luminoso delle stesse.

La scelta del tipo di lampada più adatto è fatta in base ai criteri che seguono:

Tipo di lampada	Adatto per
A incandescenza	– piccoli punti luce, proiettori e apparecchi stagni antideflagranti con poche ore di funzionamento;
Fluorescenti tubolari	– locali con altezza dei punti luce inferiore a 7 m (in genere 3÷3,5); – uffici e locali in cui è richiesta l'esatta percezione dei colori
Vapori di mercurio ad alta pressione con ampolla fluorescente	– officine con altezza di installazione sopra i 7 m (crescente con la potenza della lampada); – strade e recinzioni;
Vapore di sodio ad alta pressione	– officine con altezza di installazione sopra i 9-10 m (crescente con la potenza della lampada); – piazzali e strade con forte traffico,
Vapori di alogenuri	– officine con altezza di installazione sopra i 9-10 m, in cui è richiesta una buona resa cromatica (officine aeronautiche).

È da tenere presente che tutte le lampade a scarica in gas (sodio, mercurio, alogenuri, fluorescenti) richiedono un reattore per limitare la corrente; occorre inoltre un dispositivo di innesco dell'arco, costituito: da un generatore elettronico di sovratensioni (accenditore) per le lampade a vapori di sodio od alogenuri; dallo starter (o equivalenti) per le lampade fluorescenti. Il fattore di potenza (3) è compreso fra 0,5 e 0,65 nel caso di lampade a mercurio e fluorescenti e 0,22÷0,36 per il sodio. Si rende quindi necessa-

(3) Si definisce fattore di potenza il rapporto fra la potenza attiva (kW) e quella apparente (kVA).

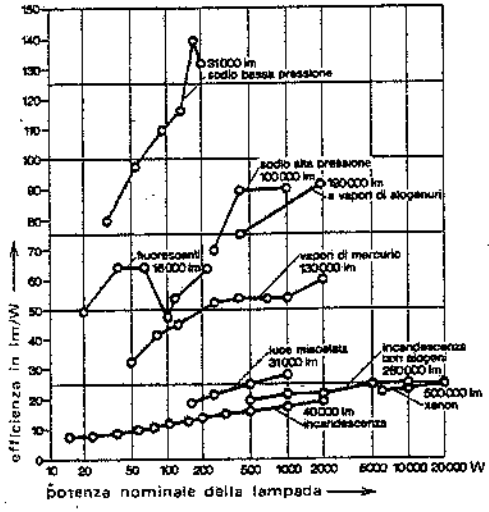


Fig. 42.2 – Efficienze luminose e potenze nominali di lampade per illuminazione generale.

rio rifasare l'impianto mediante condensatori singoli o centralizzati fino a cosφ0,9.

Le lampade a vapori di mercurio e di sodio non si accendono istantaneamente, ma richiedono, alla prima accensione, circa 5 minuti per il mercurio e 8 minuti per il sodio.

La tab. 42.IV riporta la potenza ed il flusso luminoso di lampade a scarica frequentemente impiegate nell'industria.

Tabella 42.IV – Potenza e flusso luminoso di lampade a scarica.

a) LAMPADE FLUORESCENTI		
W	alta resa luminosa lm	alta resa cromatica lm
18	1350	850
36	3350	2000
58	5200	3300

b) VAPORI DI MERCURIO	
W	lm
125	6300
250	13000
400	22000

c) SODIO ALTA PRESSIONE		
W	lm	
	tubolare	ellissoidale
150	14500	14000
250	28000	27000
400	48000	47000

d) JODURI METALLICI		
W	lm	
	tubolare	ellissoidale
150	11250	–
250	17000	17000
400	31500	30600

Apparecchi di illuminazione

Per apparecchio di illuminazione si intende comunemente il contenitore della sorgente luminosa, al quale sono affidate prevalentemente due funzioni:

- fornire una adeguata protezione meccanica, termica ed elettrica alla sorgente luminosa ed ai relativi componenti elettrici necessari per il funzionamento della sorgente stessa;
- modificare l'emissione del flusso della sorgente luminosa, adattandola alle necessità dell'impianto.

Quest'ultima funzione viene attuata prevalentemente:

a) concentrando in determinate direzioni il flusso luminoso emesso dalle lampade, in modo da ottenere una prestabilita distribuzione;
b) attenuando, quando necessario, l'eccessiva luminanza della sorgente o addirittura sottraendola alla visione diretta.

A seconda della percentuale di flusso luminoso inviato in alto, possiamo suddividere gli apparecchi in:

1) diretti	flusso verso l'alto	0÷10%
2) semi-diretti	flusso verso l'alto	10÷40%
3) diffondenti	flusso verso l'alto	40÷60%
4) semi-indiretti	flusso verso l'alto	60÷90%
5) indiretti	flusso verso l'alto	90÷100%

Nell'ambito industriale sono applicati prevalentemente apparecchi del tipo 1-2 e 3).

Il rendimento dell'apparecchio viene usualmente definito come il rapporto percentuale fra il flusso emesso dall'apparecchio e quello emesso dalla lampada nuda, entrambi rilevati con appositi strumenti. Su apparecchi industriali diretti o semi-diretti si può considerarlo compreso fra il 65% e l'85%.

Manutenzione degli impianti di illuminazione

Il livello luminoso nell'interno degli edifici decresce progressivamente a causa dell'accumulo di polvere e altre sostanze sulle superfici riflettenti degli apparecchi illuminanti, nonché su pareti e soffitti dei locali: inoltre, il flusso luminoso emesso dalle lampade diminuisce progressivamente con il tempo.

L'efficienza nel tempo dell'impianto illuminante è assicurata dai seguenti interventi:

1) pulizia dei corpi illuminanti;
2) ridecorazione di pareti e soffitti;
3) sostituzione delle fonti luminose.

Le cadenze degli interventi di cui sopra dipendono dal tipo di apparecchio, dall'ambiente nel quale quest'ultimo è collocato, dal tipo di fonte luminosa adottato.

Tra i fattori che contribuiscono a facilitare la manutenzione, ricordiamo la standardizzazione, l'intercambiabilità e l'accessibilità del corpo illuminante, la programmazione degli interventi.

Dati sperimentali rivelano che l'andamento della curva di decadimento della sorgente luminosa segue una legge multiesponenziale, con tendenza a diventare, in qualche caso, all'incirca lineare.

Sono state statisticamente valutate con criteri sperimentali le efficienze dei vari corpi illuminanti, i relativi decadimenti e quelli delle superfici dell'ambiente; di seguito riportiamo le risultanze più significative.

A) Efficienza delle lampade dopo ore	*100*	*1000*	*5000*	*10.000*
1) A ciclo di iodio	1	1	–	–
2) Incandescenza 40-220 W	1	0,98	–	–
3) Tubo fluorescente 40-65 W	1	0,95	0,85	0,75
4) Mercurio con bulbo fluorescente	1	0,96	0,88	0,78
5) Sodio alta pressione	1	0,98	0,95	0,87

B) Decadimento dei corpi illuminanti

Il decadimento delle sorgenti luminose è dovuto essenzialmente a polveri, oli in sospensione nell'aria, smog, che si depositano sulle superfici riflettenti. Il fenomeno può essere accelerato o ritardato dall'inclinazione di tali superfici, dalla ventilazione, dall'eventuale trattamento antipolvere, dall'atmosfera più o meno inquinata in cui è immerso il corpo illuminante.

La fig. 42.3 riporta i decadimenti percentuali nel tempo delle sorgenti luminose in relazione all'ambiente in cui sono installate.

La norma UNI 10380 prescrive "manutenzioni appropriate quando l'illuminamento medio ai posti di lavoro risulta minore di 8/10 dell'illuminamento di esercizio".

C) Decadimento delle superfici dell'ambiente

Il colore delle pareti, del soffitto e del pavimento determina una diversa riflessione del flusso luminoso incidente (4). L'andamento del loro decadimento è analogo a quello dei corpi illuminanti.

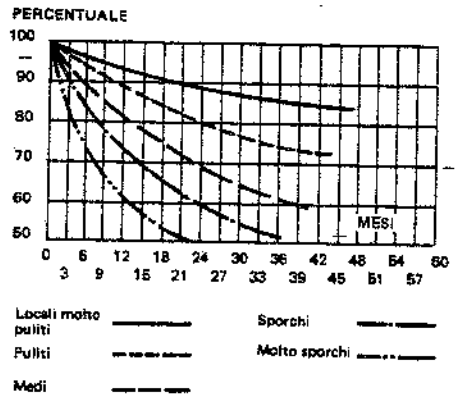


Fig. 42.3 – Decadimenti percentuali per insudiciamento degli apparecchi di illuminazione.

La sostituzione delle lampade può essere effettuata seguendo tre criteri diversi:

1) cambio delle lampade via via che "bruciano"; tale criterio è valido in impianti con poche lampade, mentre in tutti gli altri casi è costoso e di eccessivo disturbo alle lavorazioni;
2) cambio delle lampade a piccoli gruppi, quando un certo numero delle stesse risulti "bruciato": vale la stessa considerazione fatta al punto 1);
3) cambio totale delle lampade quando si è raggiunto il 70÷80% della vita probabile oppure quando il flusso luminoso si è ridotto all'80÷90% circa di quello iniziale: questo sistema è l'unico valido per installazioni industriali.

La frequenza della *pulizia dei corpi illuminanti e delle pareti* dipende dalle lavorazioni e dal tipo di fabbricato. In locali con aria condizionata, un intervallo di 1-2 anni è normale; in una fonderia, si dovrebbe arrivare a pulizie mensili. Quando si adotta il sistema del cambio totale, si fa coincidere la pulizia dei riflettori con un cambio lampade (o viceversa).

La fig. 42.4 riporta un esempio di applicazione di cicli manutentivi agli apparecchi di illuminazione a tubi fluorescenti in una officina meccanica.

Le *attrezzature* utilizzate per la manutenzione dipendono dall'ambiente, dall'altezza di montaggio e dal tipo di corpo illuminante. Scale estensibili, incastellature montate su ruote, mezzi mobili con braccio e cabina per l'operatore, possono servire allo scopo. Sovente si

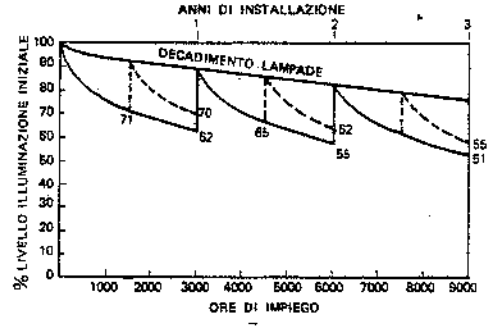


Fig. 42.4 – Cicli manutentivi per impianti di illuminazione.

(4) La tab. 42.V riporta le riflessioni di superfici colorate e di alcuni materiali. In ogni caso, le riflessioni massime raggiungono l'85% sui soffitti, il 50% sulle pareti e il 30% sui pavimenti.

installano passerelle fisse a lato delle lampade, atte a servire anche per altri servizi manutentivi (serramenti, impianti di riscaldamento, ecc.).

In definitiva, affinché sia garantito per tutta la durata del periodo manutentivo l'illuminamento richiesto in un ambiente, è necessario considerare – nella fase progettuale – un livello di illuminamento più elevato: ciò si ottiene dividendo l'illuminamento medio previsto in futuro per un *fattore di manutenzione* (5) che tenga conto delle considerazioni dianzi esposte: salvo diversa indicazione, per progettazioni di ambienti interni con luce artificiale, si assume un fattore di manutenzione pari a 0,8.

Tabella 42.V – Riflessioni (in percentuale) di superfici verniciate e di materiali.

Bianco	75÷85
Crema chiaro	70÷80
Giallo	60÷70
Grigio chiaro	45÷65
Rosa	45÷55
Rosso chiaro	20÷30
Grigio medio	20÷40
Blu, verde, chiari	35÷55
Grigio, verde, rosso, scuri	10÷20
Nero	03÷05
Pannelli in fibra minerale chiari	75÷85
Pannelli in fibra di legno chiari	50÷60
Intonaco di gesso	70÷80
Cristallo per finestra	06÷08
Cemento, calcestruzzo grezzi	20÷30

42.6. CRITERI DI SCELTA DELL'IMPIANTO DI ILLUMINAZIONE

L'efficienza delle lampade incide notevolmente sul bilancio economico dell'impianto di illuminazione, come emerge dall'esempio seguente che fornisce le voci di costo per l'acquisto e l'esercizio di apparecchi di illuminazione industriale a tubi fluorescenti:

Prezzo di acquisto e posa in opera:	base 100
Costo annuo per energia:	55
Costo annuo di manutenzione	15

Il tipo di sorgente prescelta influisce inoltre sul numero dei corpi illuminanti da installare, sul costo delle linee principali di distribuzione, sulla potenza richiesta alla cabina di trasformazione. Tutte queste voci di costo si riducono se le sorgenti sono più efficienti, compensando in parte il maggior costo degli apparecchi di illuminazione: il bilancio rimane favorevole alla sorgente più efficiente, anche considerando gli ammortamenti.

L'impiego di sorgenti luminose di maggiore efficienza consente di incrementare l'illuminamento negli ambienti industriali, senza dover sostituire le reti di distribuzione se le stesse sono ancora in buone condizioni, ma provvedendo unicamente alla sostituzione degli apparecchi con altri di maggior flusso luminoso a parità di potenza (i risultati migliorano se contemporaneamente si provvede alla ritinteggiatura dei locali).

In linea generale, all'atto dello studio di un impianto di illuminazione occorre tener conto dei seguenti parametri:

(5) Il fattore di manutenzione è definito come rapporto fra l'illuminamento medio (v. tab. 42.I) e l'illuminamento iniziale relativo all'impianto di illuminazione realizzato. Tale fattore è il reciproco del *fattore di deprezzamento*, per il quale la UNI 10380 suggerisce un valore pari a 1,25.

a) *esigenze illuminotecniche:*
- livello di illuminamento adeguato al compito visivo;
- rapporto di luminanza;
- indice ammissibile di abbagliamento;
- direzionalità della luce;
- resa cromatica;
- colore della luce;

b) *esigenze di installazione:*
- altezza di installazione;
- vincoli alla disposizione planimetrica;
- eventuale necessità di due livelli di illuminazione (6);
- colore di pareti, soffitto, pavimento;
- elementi riflettenti (pavimenti, macchine, scrivanie, ecc.);
- condizioni ambientali;

c) *condizioni di esercizio:*
- ore annue di funzionamento dell'impianto;
- costo dell'energia elettrica per illuminazione;
- costo della manutenzione periodica.

42.7. METODI DI CALCOLO DELL'ILLUMINAMENTO

Per progettare un impianto di illuminazione artificiale è necessario in primo luogo definire l'illuminamento sul piano di lavoro (o sul piano di calpestio).

I metodi di calcolo più usati sono:

1) metodo punto per punto;

2) metodo del flusso totale.

La scelta dell'uno o dell'altro sistema dipende dai dati a disposizione, dal numero e dalla posizione delle sorgenti luminose, dalla presenza di superfici riflettenti o schermanti. In genere, il primo metodo è adottato per aree all'aperto, il secondo per ambienti chiusi. L'impiego del calcolatore consente peraltro di utilizzare facilmente il primo metodo anche per ambienti chiusi.

Metodo punto per punto

Questo metodo di calcolo serve per la determinazione dell'illuminamento che si avrà su una data superficie, noti il numero e le caratteristiche delle sorgenti di luce installate. Il calcolo, ripetuto per un numero di punti sufficientemente elevato, permette di costruire diagrammi di illuminamento (*curve isolux*).

Con riferimento alla fig.42.5, siano:

h = distanza della sorgente dal pavimento o dal piano di lavoro (metri);

r = distanza del punto illuminato dalla sorgente (metri);

I = intensità luminosa emessa dalla sorgente nella direzione del punto (valore – in candele – fornito dal diagramma di emissione).

L'illuminamento prodotto da una sorgente puntiforme su una superficie varia con il quadrato della distanza fra sorgente e superficie e vale, sul piano perpendicolare al raggio:

(6) È il caso in cui si renda necessaria una illuminazione supplementare per singoli posti di lavoro, presso i quali si svolgano compiti visivi impegnativi o di identificazione di contrasti, contorni e forme.

(42.2) $$E_n = \frac{I}{r^2} \quad \text{(lux)}$$

Se la superficie illuminata è orizzontale, risulta:

(42.3) $$E_o = \frac{I \cos\beta}{r^2} = \frac{I}{h^2} \cdot \cos^3\beta \quad \text{(lux)}$$

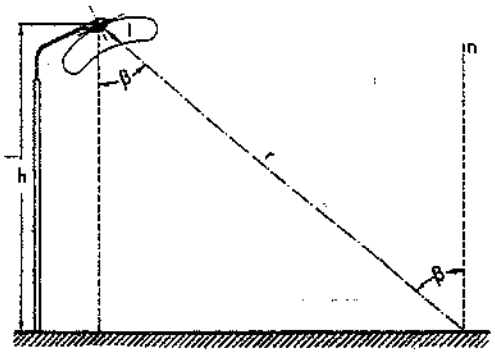


Fig. 42.5 – Parametri caratteristici per il calcolo dell'illuminamento con il metodo punto per punto.

Se più sorgenti luminose contribuiscono ad illuminare lo stesso punto, occorre calcolare separatamente l'illuminamento prodotto in quel punto da ciascuna sorgente luminosa e quindi effettuare la somma dei singoli illuminamenti.

I valori ottenuti con la (42.3) vanno poi divisi per il fattore di manutenzione previsto in rapporto al ciclo manutentivo prescelto.

Il calcolo viene facilitato, in pratica, utilizzando le curve polari di emissione degli apparecchi e tabelle predisposte in funzione del rapporto d/h, mentre per alcuni apparecchi sono già disponibili le curve isolux per un flusso di 1000 lm e h=1m. Molti costruttori di apparecchi di illuminazione hanno messo a punto programmi su calcolatore per il calcolo ed il tracciamento delle curve isolux e per la scelta ottimale degli apparecchi.

Metodo del flusso totale

Questo metodo tiene conto di diversi fattori (dimensioni del locale, caratteristiche dell'apparecchio, colore delle pareti, del soffitto e del pavimento) e si basa sull'impiego di numerosi coefficienti i quali devono essere scelti con accortezza per ottenere risultati soddisfacenti. I risultati devono poi essere corretti, come nel metodo precedente, con il fattore di manutenzione.

Le espressioni fondamentali sono:

(42.4) $$\Phi_T = \frac{E \cdot A}{u \cdot m}$$

(42.5) $$N = \frac{E \cdot A}{\Phi_L \cdot u \cdot m} = \frac{\Phi_T}{\Phi_L}$$

essendo:

Φ_T = flusso totale delle lampade installate nell'ambiente (lumen);

Φ_L = flusso iniziale emesso da un apparecchio di illuminazione;

E = illuminamento medio previsto (lux);

A = area del locale (m^2);

N = numero di apparecchi di illuminazione previsti;

u = coefficiente di utilizzazione (<1);

m = fattore di manutenzione (<1).

Il valore del fattore di manutenzione dipende dalle condizioni ambientali e dal ciclo di manutenzione adottato per gli apparecchi illuminanti: di solito si assume pari a 0,8.

Per coefficiente di utilizzazione si intende il rapporto tra il flusso totale incidente sul piano illuminato (coincidente di solito con il piano di lavoro) ed il flusso totale emesso dalle lampade installate nell'ambiente; esso dipende dalla forma del locale (ed in particolare dalla sua altezza), dall'efficienza e dal tipo di apparecchio illuminante, dal coefficiente di riflessione del soffitto, delle pareti e del pavimento. Per definire il coefficiente di utilizzazione è necessario conoscere il cosiddetto *indice del locale*, che secondo la UNI 10380-94 è dato dalla relazione:

(42.6) $$K = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

dove:
K = indice del locale;
a = larghezza del locale;
b = lunghezza del locale;
h = altezza delle sorgenti luminose rispetto al piano di lavoro.

Rileviamo infine che i coefficienti di utilizzazione aumentano con l'ampiezza del locale e diminuiscono con l'aumentare dell'altezza di installazione.

La tab. 42.VI fornisce, tra l'altro, i coefficienti di utilizzazione di alcuni tipi di apparecchi industriali in funzione dell'indice K, della potenza unitaria e del coefficiente di riflessione del soffitto, delle pareti e del pavimento.

Esempio

Si abbia un'officina di 112 x 60 m, con gli apparecchi installati ad un'altezza di 8 m rispetto al piano di lavoro. Gli apparecchi siano del tipo diffondente con lampada a vapore di sodio A.P. da 250 W, 27.000 lm e rendimento del 66%. Coefficienti di riflessione: soffitto 50%, pareti 50%, pavimento 10%. Condizioni di pulizia scarse. Illuminamento medio previsto a regime: 300 lux.

$$K = \frac{112 \times 60}{8 \cdot (112 + 60)} \approx 5$$

A fronte di tale valore dell'indice del locale K e per gli apparecchi che si intende utilizzare, la tab. 42.VI indica il valore del coefficiente di utilizzazione u = 0,81. Considerando un fattore di manutenzione m = 0,75, l'espressione (42.5) consente di individuare il numero totale di apparecchi necessario:

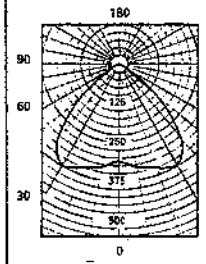
$$N = \frac{300\text{lux} \cdot 6720\text{m}^2}{27.000\text{lm} \cdot 0{,}81 \cdot 0{,}75} = 123$$

Supponendo che il fabbricato comprenda 35 "maglie" di 16×12 m caduna, il numero di apparecchi da prevedere in ogni maglia è pari a 123/35=3,5, che si arrotonda a 4 (conseguentemente, l'illuminamento passerà da 300 a 340 lux).

Come già detto, la progettazione degli impianti di illuminazione può essere eseguita mediante specifici programmi di calcolo su PC.

Tabella 42.VI – Curve fotometriche, rendimenti, coefficienti di utilizzazione e interdistanze massime per alcuni tipi di apparecchi e lampade impiegati negli ambienti industriali.
I valori di u si riferiscono ad edifici in condizioni medie di pulizia, caratterizzati da coefficienti di riflessione pari a: soffitto: 50%; pareti: 50%; pavimento: 10%.

Riflettore diffondente con lampada fluorescente a vapore di mercurio

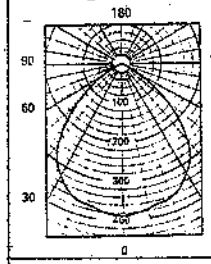


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 65%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,7

Angolo massima intensità: 30°



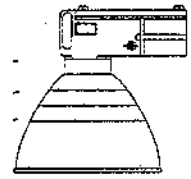
400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 63%

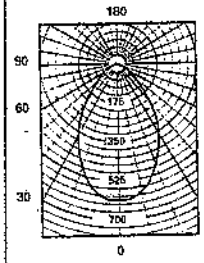
Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1.6

Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione *u*		
K	250 W	400W
0,60	0,44	0,42
0,80	0,52	0,50
1,00	0,58	0,55
1,25	0,63	0,60
1,50	0,66	0,63
2,00	0,71	0,68
2,50	0,73	0,71
3,00	0,75	0,72
4,00	0,77	0,74
5,00	0,78	0,75



Riflettore concentrante con lampada fluorescente a vapore di mercurio

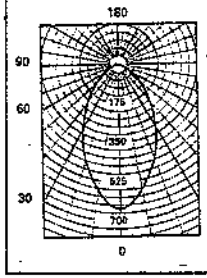


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 75%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,1

Angolo massima intensità: 0°



400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 73%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

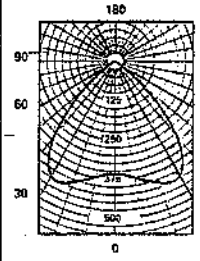
Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,51	0,48
0,80	0,56	0,55
1,00	0,63	0,60
1,25	0,68	0,65
1,50	0,71	0,69
2,00	0,76	0,73
2,50	0,79	0,76
3,00	0,81	0,78
4,00	0,83	0,80
5,00	0,84	0,82

(segue)

(segue tabella 42.VI)

Riflettore diffondente con lampada fluorescente a vapore di sodio A.P.

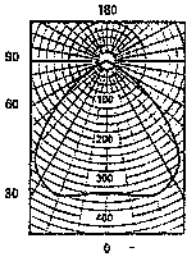


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 66%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,6

Angolo massima intensità: 25°



400 W

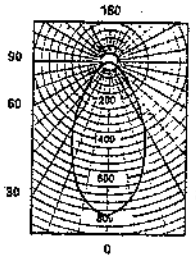
Rendimento (con vetro di chiusura): 64%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,7

Angolo massima intensità: 20°

Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,49	0,43
0,80	0,56	0,51
1,00	0,62	0,57
1,25	0,66	0,62
1,50	0,69	0,65
2,00	0,74	0,70
2,50	0,76	0,73
3,00	0,78	0,75
4,00	0,80	0,77
5,00	0,81	0,78

Riflettore concentrante con lampada fluorescente a vapore di sodio A.P.

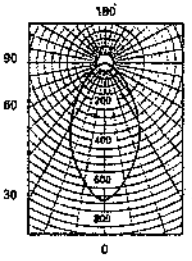


250 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 76%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

Angolo massima intensità: 0°

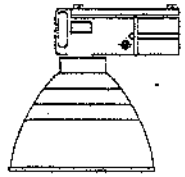


400 W

Rendimento (con vetro di chiusura): 74%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,0

Angolo massima intensità: 0°

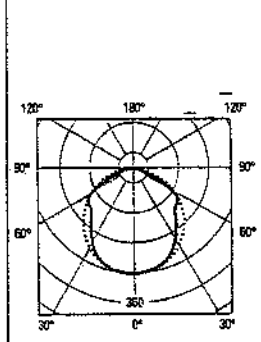


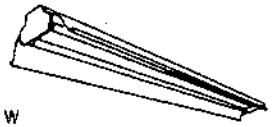
Coefficienti di utilizzazione u		
K	250 W	400W
0,60	0,54	0,51
0,80	0,60	0,58
1,00	0,66	0,64
1,25	0,70	0,69
1,50	0,73	0,72
2,00	0,78	0,77
2,50	0,81	0,80
3,00	0,83	0,82
4,00	0,85	0,84
5,00	0,86	0,85

(segue)

(segue tabella 42.VI)

Riflettore a due tubi fluorescenti





2x35 W

Rendimento: 76%

Rapporto distanza tra i riflettori e altezza di montaggio: ≤ 1,6

Angolo massima intensità: 0°

Coefficienti di utilizzazione u	
K	2/36 W
0,60	34
0,80	41
1,00	48
1,25	52
1,50	56
2,00	61
2,50	65
3,00	68
4,00	70
5,00	72

42.8. INSTALLAZIONE DEGLI APPARECCHI DI ILLUMINAZIONE

Le considerazioni esposte consentono di definire: il livello di illuminamento da ottenere; i limiti di abbagliamento da non superare; grandezza, tipo e numero delle sorgenti luminose da adottare. A questo punto restano da assicurare: una razionale e regolare installazione delle lampade; la facilità di accesso per manutenzione; la non interferenza con altri servomezzi e strutture; l'eventuale potenziamento (o riduzione) in futuro del livello di illuminazione, in conseguenza di nuove destinazioni o lavorazioni.

Gli apparecchi di illuminazione possono essere installati a soffitto o a filo catena oppure sotto quest'ultimo livello: la prima soluzione è adottata nei capannoni bassi a tetto piano, nei capannoni alti con qualsiasi tipo di copertura ed in quelli serviti da carriponte; la seconda soluzione è spesso adottata in officine aventi altezze sotto catena di 6÷8 m, con reti di tubazioni aeree, convogliatori sopraelevati e soppalchi.

Installazione a livello copertura o a filo catena

L'installazione degli apparecchi di illuminazione alla massima altezza possibile è in genere meno costosa, perché consente di adottare distribuzioni con pochi punti luce di elevata intensità; l'altezza non influisce molto sul rendimento dell'impianto se le dimensioni del locale sono sufficientemente grandi (v. formula 42.7) e si adottano armature a flusso concentrato.

Si cerca di realizzare una disposizione regolare situando gli apparecchi a distanze pressappoco eguali, con valori del rapporto distanza/altezza (dal piano lavoro) generalmente prossimi a 1.

Gli apparecchi sono sospesi alle strutture della copertura, immediatamente sotto

le travi oppure a lato di queste (fig. 42.6) quando si debbano evitare interferenze con carriponte od altri mezzi di trasporto sopraelevati.

Gli apparecchi sono alimentati con linee monofase e conduttore di terra dentro tubo metallico protettivo fissato alle capriate.

Ogni apparecchio è collegato alla linea mediante una presa a spina, che ne facilita la rimozione in occasione delle revisioni periodiche.

Gli accessori (reattanza, condensatore, accenditore) possono essere alloggiati in un contenitore incorporato nell'apparecchio oppure montati separatamente per ridurre il peso da maneggiare in fase di manutenzione.

Le linee elettriche convergono su di un quadro di comando con interruttori automatici di protezione (fig. 42.7).

Ogni interruttore comanda un circuito monofase alimentante alcune lampade (carico totale 6÷10A); i circuiti sono ripartiti su fasi diverse per equilibrare il carico e ridurre l'effetto stroboscopico.

Installazione ribassata

È ormai in disuso la sospensione di ciascun riflettore mediante *tiges* o catenelle appese alla copertura. Vengono invece adottate strutture portanti prefabbricate costituenti travature continue, che consentono di installare gli apparecchi di illuminazione a distanze diverse (in relazione all'illuminamento da ottenere) e ad altezze dal piano di lavoro di 4÷5 m. Ove possibile, si realizzano disposizioni integrate con le linee blindate di distribuzione-forza (fig. 42.8).

Ogni apparecchio di illuminazione (generalmente a tubi fluorescenti) viene derivato dalla linea di alimentazione mediante una spina con fusibile di protezione; sarebbe pertanto possibile proteggere con un solo interruttore automatico molte decine di lampade; in pratica, però,

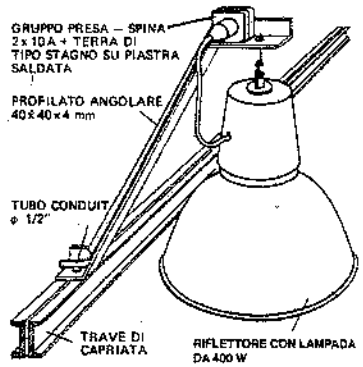


Fig. 42.6 – Riflettore con lampada a vapori di mercurio fissato alla capriata.

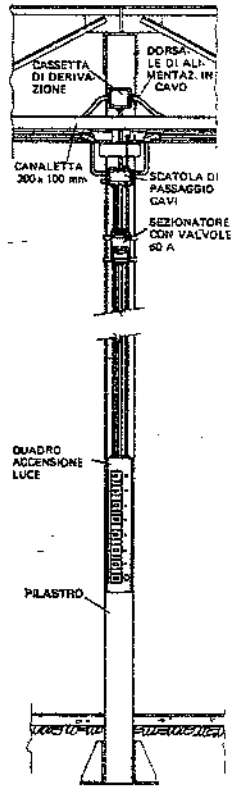


Fig. 42.7 – Quadro di comando luce.

si preferisce limitare il numero di lampade derivate da ogni interruttore, al fine di contenere l'estensione delle zone con accensione simultanea.

Proporzionamento delle linee

Le linee che alimentano l'impianto di illuminazione devono essere verificate non solo per la portata di corrente ammissibile, ma anche dal punto di vista della massima caduta di tensione, la quale dovrebbe essere contenuta entro il 3% della tensione nominale.

Il flusso emesso dalle lampade è sensibilmente influenzato dalla tensione, come risulta dalla fig. 42.9: in particolare, per le lampade a vapori di mercurio, una tensione ridotta del 5% comporta un minor flusso luminoso del 15%.

Nel proporzionamento delle linee si attribuisce una caduta di tensione del 2÷2,5% sulla linea principale fra cabina e quadro di comando e dello 0,5÷1% sulle linee derivate.

È opportuno che il rifasamento del carico luce fino al valore contrattuale di 0,9 sia fatto direttamente sull'apparecchio di illuminazione, per ridurre la corrente sulle linee.

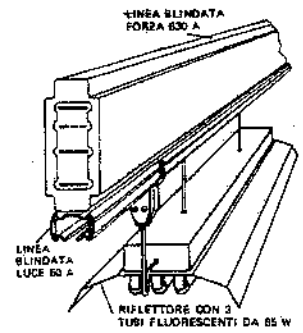
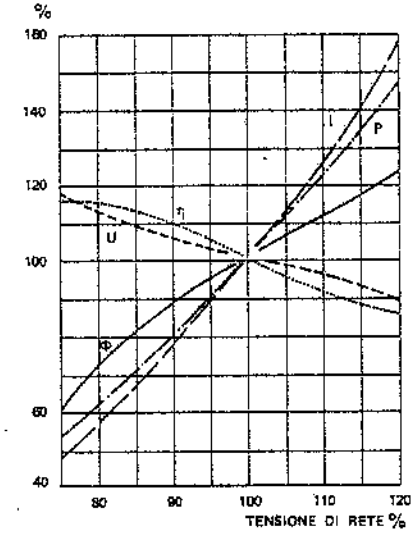


Fig. 42.8 – Riflettore a tubi fluorescenti applicato inferiormente ad una linea blindata.



I = corrente di lampada; U = tensione di lampada; P = potenza della lampada; Φ = flusso luminoso; η = rendimento.

Fig. 42.9 – Variazione di corrente, tensione, potenza, rendimento e flusso luminoso di lampade fluorescenti al variare della tensione di rete.

42.9. ILLUMINAZIONE DI SICUREZZA

Come già accennato in precedenza (v. § 42.4), nei luoghi in cui un *black-out* dell'illuminazione artificiale provochi situazioni di pericolo occorre prevedere una illuminazione di emergenza. Il relativo impianto è alimentato da batterie al piombo od al nichel-cromo, progettate per un minimo di 4 anni di funzionamento normale, ovvero da rete privilegiata su U.P.S. e gruppo elettrogeno. Gli apparecchi di illuminazione impiegano lampade a incandescenza, fluorescenti tubolari ed a scarica su circuiti di emergenza a bassa tensione. Quando sono posti in corrispondenza delle uscite di sicurezza gli apparecchi devono avere il pittogramma normalizzato (fig. 42.10).

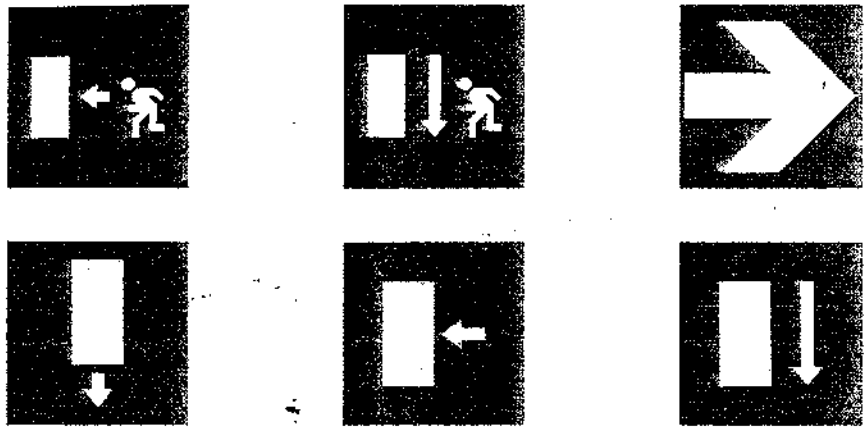


Fig. 42.10 – Cartelli (a forma quadrata o rettangolare) indicanti un percorso od una uscita di emergenza (D.Lgs. 14 agosto 1996, n. 493). I pittogrammi sono bianchi su fondo verde.

42.10. BIBLIOGRAFIA

Illuminating Engineering Society IES, *Lighting Handbook*,-New York, Kaufmann.
The Illuminating Engineering Society, *The IES Code interior lighting*, Londra.
International Commission of Illumination, *Guide of interior lighting*, Parigi.
C. Clerici e E. Raimondi, *Il servizio di illuminazione*, Milano, F. Angeli.
PHILIPS, *Manuale di illuminotecnica*, Bologna, C.E.L.I.

43. Impianti termici

43.1. PREMESSE

Con la terminologia *impianto termico* si contraddistingue correntemente un impianto generale atto ad assicurare, a seconda dei casi:
- la produzione del calore o del freddo necessario per determinati processi tecnologici;
- il riscaldamento od il raffreddamento degli ambienti;
- l'energia richiesta da motrici termiche.

Nelle pagine che seguono, con il termine "calore" indicheremo sia l'energia fornita all'ambiente od al processo, sia l'energia sottratta agli stessi.

Un impianto termico è costituito da un insieme di componenti fra i quali emergono per importanza i seguenti (fig. 43.1):

a) il *generatore* (caldaia, forno, riscaldatore elettrico, pannelli solari, recuperatore di calore, impianto frigorigeno, reattore nucleare, ecc.): la sua funzione è quella di rendere disponibile l'energia termica nelle condizioni fisiche e tecniche più adatte per l'impiego;
b) le *canalizzazioni*: convogliano il fluido termovettore (*transfer*) che provvede al trasporto del calore dal generatore fino alle utenze. Tali canalizzazioni sono costituite da:
   - *tubi*, quando convogliano liquidi, vapori, gas a pressioni e temperature anche elevate;
   - *condotti*, di sezione anche non circolare, quando trasportano gas a pressioni da – 2 a +50kPa (–200 ÷ +5000 mm di H_2O) e temperature contenute.

Le caratteristiche costruttive delle canalizzazioni dipendono dal tipo di *transfer*,

Fig. 43.1 – Schema di principio di un impianto termico.

dalla distanza fra il generatore e l'utilizzazione, dall'andamento plano-altimetrico delle stesse, nonché dalle pressioni e temperature di esercizio;

c) l'*utilizzatore*: provvede a cedere l'energia termica occorrente al processo o all'ambiente. Se il transfer opera in circuito aperto, l'utilizzatore deve solo erogarlo correttamente al processo o all'ambiente. Se invece il transfer opera in circuito chiuso, l'apparecchiatura terminale dell'impianto termico è uno *scambiatore* che assolve contemporaneamente alla doppia funzione di:
- cedere al processo l'energia termica convogliata dal transfer;
- impedire che il transfer si disperda nel processo recuperandolo per il ciclo successivo.

Gli scambiatori presentano tipologie e forme diverse (fig. 43.2) per adeguarsi alle caratteristiche chimico-fisiche del transfer, nonché alle esigenze del processo.

43.2. NORMATIVA SUGLI IMPIANTI TERMICI

Prima di soffermarci sui componenti sopra indicati, è opportuno richiamare la normativa vigente nel campo degli impianti termici.

Tutti gli impianti sono soggetti al controllo di enti ufficiali centrali denominati ISPESL (Istituto Superiore Prevenzione e Sicurezza sul Lavoro) e delle USSL (Unità Socio Sanitaria Locale), i quali hanno il compito, ciascuno per la propria competenza, di prevenire gli infortuni e di verificare l'efficienza degli impianti termici.

Ricadono sotto il suddetto controllo tutti quei recipienti che, in normale esercizio, contengono un fluido le cui condizioni fisiche (temperatura, pressione, quantità) comportano l'accumulo, nell'apparecchio, di tanta energia da poter causare, in caso di avaria al recipiente, danno a persone e cose.

Per quanto riguarda le centrali termiche industriali, l'ISPESL effettua i seguenti controlli:
- esame dei progetti delle caldaie, con particolare riferimento ai calcoli, alle saldature ed ai materiali impiegati;
- approvazione del layout della centrale;
- esame delle caratteristiche chimiche dell'acqua di alimentazione delle caldaie;
- verifiche sul posto ad installazione ultimata e durante le prime prove.

I controlli delle USSL consistono in verifiche periodiche durante la vita attiva dell'impianto.

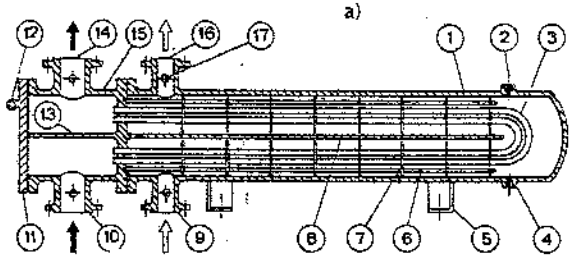
Il D.M. 1 dicembre 1975 ("Norme di sicurezza per gli apparecchi contenenti liquidi caldi sotto pressione") fornisce norme tecniche in materia di apparecchi a pressione (in particolare, generatori di calore e recipienti per liquidi caldi sotto pressione) non contenute nelle disposizioni in vigore precedentemente.

La legge 13 luglio 1966, n. 615 ("Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico"), integrata dal Regolamento di applicazione per il settore degli impianti termici (D.P.R. 22 dicembre 1970, n. 1391), si occupa in particolare della prevenzione dell'inquinamento atmosferico derivante da impianti termici. Essa suddivide il territorio nazionale in due "zone" di controllo, denominate A e B.

La *zona A* comprende:

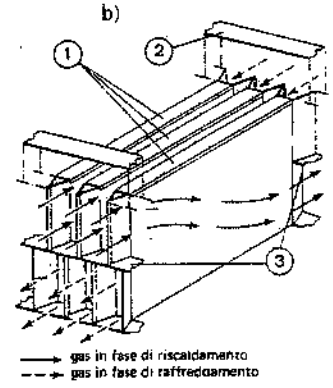
1) i comuni dell'Italia centro-settentrionale con popolazione da 70.000 a 300.000 abitanti ovvero con popolazione inferiore, ma con caratteristiche industriali o urbanistiche o geografiche o meteorologiche particolarmente sfavorevoli nei riguardi dell'inquinamento atmosferico;

a)



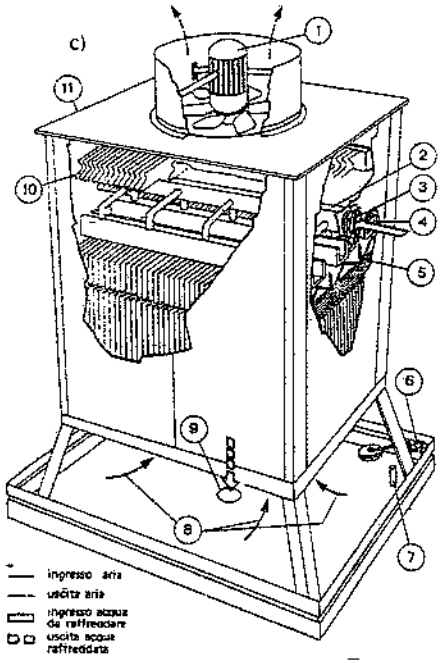
1. Fasciame - 2. Sfiato aria - 3. Fascio tubiero - 4. Drenaggio - 5. Staffa di appoggio - 6. Tirante-distanziale - 7. Piastre deflettrici e di sostegno del fascio tubiero - 8. Setto deflettore - 9. Ingresso fluido nel fasciame - 10. Ingresso fluido nel fascio tubiero - 11. Piastra di ispezione lato interno tubi - 12. Golfare - 13. Setto di separazione - 14. Uscita fluido dal fascio tubiero - 15. Testata - 16. Uscita fluido dal fasciame - 17. Prese di pressione.
Nota: i sensi delle frecce indicate in 9-16 e 10-14 valgono per transfer liquidi; se uno dei transfer è un vapore condensante, il senso si inverte.

b)



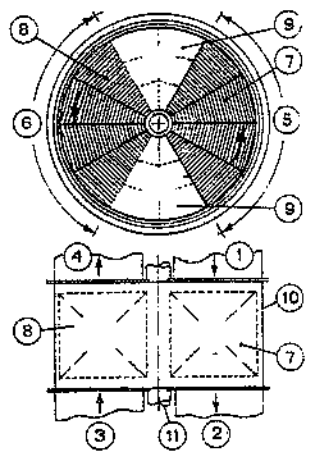
1. Piastre costituenti la superficie di scambio - 2. Telaio - 3. Setto di separazione.

c)



1. Elettroeiettore aria calda - 2. Collettore di distribuzione acqua da raffreddare - 3. Ingresso acqua da raffreddare - 4. Canaline di distribuzione acqua da raffreddare - 5. Materiale ondulato costituente il supporto per la costituzione della superficie di scambio aria/acqua - 6. Reintegro acqua - 7. Scarico di troppo pieno - 8. Ingresso aria atmosferica - 9. Presa acqua raffreddata - 10. Separatore di gocce - 11. Involucro dello scambiatore.

d)



1. Ingresso fumi caldi - 2. Uscita fumi raffreddati - 3. Ingresso aria fredda - 4. Uscita aria riscaldata - 5. Settore raffreddamento fumi - 6. Settore riscaldamento aria - 7. Complesso rotante di lamierini costituenti la massa di accumulo del calore (zone attraversata dai fumi) - 8. Come 7 (zona attraversata dall'aria) - 9. Zone del complesso di lamierini non attraversate dai gas - 10. Fasciame esterno fisso - 11. Albero di supporto del complesso di lamierini (zone 7-8-9).

Fig. 43.2 – Scambiatori: a) a fascio-tubiero; b) a piastre; c) a contatto; d) rigenerativo.

2) i comuni dell'Italia meridionale ed insulare con popolazione da 300.000 a 1.000.000 di abitanti ovvero con popolazione inferiore, ma aventi le caratteristiche di cui al punto 1).

La *zona B* comprende:

1) i comuni dell'Italia centro-settentrionale con popolazione superiore a 300.000 abitanti ed i comuni dell'Italia meridionale ed insulare con popolazione superiore a 1.000.000 di abitanti;

2) i comuni di cui sopra, con popolazioni anche inferiori a quelle indicate, ma con caratteristiche industriali o urbanistiche o geografiche o meteorologiche particolarmente sfavorevoli nei riguardi dell'inquinamento atmosferico.

Nelle suddette zone, gli impianti termici di potenzialità superiore alle 30.000 kcal/h (35 kW) devono possedere i requisiti tecnici prescritti nel regolamento di esecuzione della legge.

Tali requisiti possono essere sintetizzati come segue:

- aerazione diretta dall'esterno dei locali contenenti focolari e serbatoi di combustibile, mediante aperture aventi dimensioni non inferiori a determinati valori minimi stabiliti in funzione delle potenzialità termiche installate e dell'area dei pavimenti dei locali stessi;
- serbatoi per combustibili liquidi a perfetta tenuta di liquidi e vapori e dotati di determinati accessori;
- camini e canali da fumo dimensionati in modo da assicurare il tiraggio necessario per una buona combustione;
- adozione di sportelli di pulizia regolamentari, pozzetti di decantazione fuliggine, fori per prelievo campioni e misure della temperatura dei fumi, al fine di mantenere l'efficienza del sistema e verificare la qualità della combustione (1);
- applicazione, su focolari e bruciatori, di targhette che precisino la potenzialità dell'apparecchio ed i combustibili impiegabili;
- bruciatori dotati di organi che assicurino: il necessario preriscaldo del combustibile, tempi massimi di arresto in caso di mancanza di fiamma, tempi di ventilazione forzata della camera di combustione, numero massimo di tentativi di accensione;
- installazione di: apparecchi indicatori di temperatura dei fumi e di pressione in camera di combustione ed alla base del camino; misuratori della concentrazione volumetrica percentuale di CO_2 e $CO + H_2$ (oppure dell'O_2 in eccesso e dell'opacità dei fumi); dispositivi di allarme acustico (il numero di questi apparecchi è funzione della potenza del focolare cui si riferiscono).

I combustibili usati per il funzionamento degli impianti termici di potenzialità superiore alle 30.000 kcal/h (35 kW) ubicati nelle zone A e B devono possedere determinate caratteristiche ed il loro impiego è subordinato a specifiche condizioni. In particolare, sono consentiti i seguenti combustibili, con le limitazioni indicate (2):

(1) In particolare, la legge prescrive sezioni minime dei condotti di scarico, da calcolarsi in funzione del tipo di combustibile impiegato, dell'ubicazione dell'insediamento, della struttura dell'impianto. La bocca di scarico deve rispondere ai seguenti requisiti:
- superare di 1 m il colmo del tetto e qualunque altro ostacolo distante meno di 10 m;
- avere un'altezza tale da sorpassare il filo superiore dell'apertura più alta dei locali abitati compresi nel raggio di 50 m; tale altezza può essere diminuita di 1 m per ogni metro di distanza eccedente i 10 m.

(2) Tali caratteristiche tengono conto delle modifiche apportate con D.P.R. 8 giugno 1982, n. 400.

1) oli combustibili fluidi con viscosità fino a 5°E (3) e contenuto di zolfo non superiore al 3%; gli oli con viscosità superiore a 4°E devono essere adeguatamente preriscaldati; in alcuni grandi comuni è prescritto un camino di altezza >50 m;

2) oli combustibili con viscosità superiori a 5°E e contenuto di zolfo non superiore al 4% (4): il loro impiego è limitato agli impianti industriali ed a quelli di potenzialità superiore a un milione di kcal/h (1160 kW) per "unità termica", con accertamento continuo della piena efficienza della combustione, da eseguirsi mediante il controllo delle emissioni (5);

3) carboni da vapore con materie volatili fino al 23% e con zolfo fino all'1%: il loro impiego è consentito limitatamente alle caldaie con grosse camere di combustione ed a caricamento meccanico e con accertamento della piena efficienza della combustione, da eseguirsi mediante il controllo delle emissioni;

4) carboni da vapore con materie volatili fino al 35% e con zolfo fino all'1%: l'impiego è consentito nello stesso modo dei carboni di cui sopra;

5) lignite e torbe: il loro impiego è vietato nella zona B.

Sono invece esenti da qualsiasi limitazione di impiego i seguenti combustibili:

- combustibili gassosi (metano, g.p.l. e simili);
- distillati di petrolio (kerosene, gasolio, ecc.) con contenuto in zolfo non superiore allo 0,3% in peso;
- coke metallurgico e da gas, con contenuto in materie volatili fino al 2% e contenuto in zolfo fino all'1%;
- legno e carbone di legna.

Gli impianti termici devono essere condotti in modo da assicurare una combustione quanto più perfetta possibile.

Il personale addetto alla conduzione degli impianti termici deve essere munito di una patente rilasciata dall'Ispettorato provinciale del lavoro, di grado adeguato alla portata di vapore prodotta all'ora.

Inoltre, gli stabilimenti industriali devono possedere impianti, installazioni o dispositivi tali da contenere entro i limiti indicati nel D.P.R. 24 maggio 1988, n. 203, le emissioni di polveri, fumi, gas ed esalazioni pericolosi e inquinanti (v. capitolo 45).

Nel caso degli impianti civili, il limite massimo ammissibile delle particelle solide contenute nei fumi emessi dagli impianti termici è espresso dalla seguente relazione:

(43.1) $$q = 0{,}25\ (1+A)$$

dove:

q = quantità di particelle espresse in g per m^3 di emissioni;

A = aumento percentuale consentito per impianti di potenzialità $\geq 10^6$ kcal/h (1.163 kW), in funzione della potenzialità dell'impianto e delle altezze di sbocco superiori a 30 m (fig. 43.3).

La C.M. n. 68 del 25 novembre 1969 ("Norme di sicurezza per gli impianti termici a gas di rete") si riferisce a centrali termiche di potenzialità superiori a 30.000 kcal/h (35 kW), per riscaldamento centralizzato e per produzione di acqua calda, nonché a forni di incenerimento. Essa contiene prescrizioni relative a:

(3) Si ricorda che la viscosità di un olio è misurata portando l'olio stesso a 50°C.

(4) Gli impianti che impiegano questi oli combustibili od i carboni di cui ai successivi punti 3) e 4) devono ottenere l'autorizzazione dell'amministrazione comunale.

(5) Sono "emissioni" tutte le sostanze immesse nell'atmosfera che possono produrre inquinamento.

- caratteristiche costruttive dei locali, in particolare per quanto riguarda gli accessi e la resistenza al fuoco delle strutture;
- dimensioni minime delle aperture di ventilazione (almeno 1 cm^2 ogni 115W ≈ 100 kcal/h);
- impianti di adduzione gas;
- apparecchi di combustione: i bruciatori devono essere dotati di apparecchiature di sicurezza con tempo di intervento funzione della potenzialità; l'alimentazione deve avvenire a pressione non superiore a 4.000 Pa e con prelavaggio del focolare prima di ogni accensione.

La C.M. n. 73 del 29 luglio 1971 contiene disposizioni, ai fini della prevenzione incendi, per gli impianti di potenzialità da 35 a 4.700 kW ($3 \cdot 10^4 \div 4 \cdot 10^6$ kcal/h) che impiegano olio combustibile o gasolio. In particolare, le disposizioni riguardano:

- il locale caldaia: ubicazione, caratteristiche di resistenza al fuoco e costruttive, dimensioni minime, accesso e comunicazioni, aperture di ventilazione;
- il deposito olio combustibile: ubicazione, capacità globale (la capacità di ciascun serbatoio deve essere ≤ 15 m^3), caratteristiche (deposito all'esterno o all'interno del fabbricato con serbatoi interrati o in vista), accesso e comunicazioni;
- le caratteristiche dei serbatoi del combustibile: prova a non meno di 1 bar, tubi di carico e scarico, dispositivo omologato di limitazione del riempimento;
- l'alimentazione del bruciatore: tubazioni e dispositivi supplementari; non è ammesso il preriscaldo combustibile per il gasolio;
- le condotte: incombustibili, solidamente ancorate, con rivestimenti termoacustici e guarnizioni incombustibili o almeno autoestinguenti, dotate di sportelli di ispezione e pulizia.

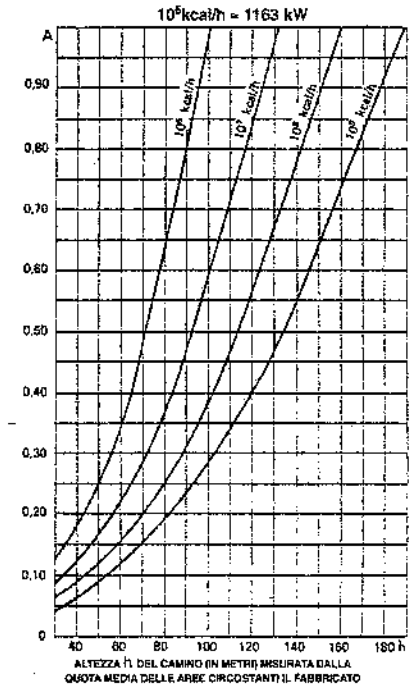


Fig. 43.3 – Incrementi consentiti per il contenuto di particelle solide nei fumi emessi da impianti termici civili in funzione dell'altezza di sbocco dei camini.

La circolare citata riporta inoltre alcune tabelle con l'indicazione degli spessori minimi di pareti, solai ed intonaci per ottenere la prescritta resistenza al fuoco.

Le centrali termiche aventi una potenzialità installata superiore a 120 kW (100.000 kcal/h) devono richiedere il preventivo parere favorevole al competente comando provinciale dei vigili del fuoco e – a impianto installato – ottenere dallo stesso comando, previo collaudo positivo, il certificato di prevenzione incendi.

La legge 9 gennaio 1991, n. 10, detta norme in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico (6) e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia. Tra queste ultime, include la trasformazione dei rifiuti, la cogenerazione (produzione combinata di energia elettrica o meccanica e di calore), il calore recuperabile dai fumi di scarico o da impianti termici, da impianti elettrici e da processi industriali. La legge citata prevede inoltre la concessione di contributi in conto capitale per la realizzazione di iniziative volte a ridurre i consumi di energia. Infine, obbliga i grandi consumatori dei settori industriale, civile, terziario e dei trasporti che hanno consumi annui superiori a determinate quantità di tonnellate equivalenti di petrolio, a nominare un responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia.

Tabella 43.I – Valori della temperatura esterna invernale (D.P.R. 28 giugno 1977, n. 1052) e dei gradi-giorno (D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412) per alcuni comuni italiani.

Località	Temperatura di progetto °C	Gradi-giorno °C-d
Ancona	–2	1688
Aosta	–10	2850
Bari	0	1185
Bologna	–5	2259
Bolzano	–15	2791
Cagliari	+3	990
Cosenza	–3	1317
Firenze	0	1821
Genova	0	1435
L'Aquila	–5	2514
Messina	+5	707
Milano	–5	2404
Napoli	+2	1034
Palermo	+5	751
Perugia	–2	2289
Pescara	+2	1718
Potenza	–3	2472
Roma	0	1415
Torino	–8	2617
Trieste	–5	1929
Venezia	–5	2345

A sua volta, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, definisce anzitutto i "gradi-giorno" di una località: somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle differenze positive giornaliere tra la temperatura ambiente (7) e la temperatura media esterna giornaliera; l'unità di misura utilizzata è appunto il grado-giorno (i valori di tale parametro per alcuni comuni italiani sono riportati nella tab. 43.I, congiuntamente alle temperature esterne di progetto).

Lo stesso D.P.R. suddivide poi il territorio nazionale in sei zone climatiche in funzione dei gradi-giorno (8) e riporta, per ogni comune, la zona climatica di appartenenza ed i gradi-giorno.

(6) Fra i possibili interventi di risparmio energetico negli edifici adibiti ad attività industriali si citano:
- ricircolazione dell'aria al fine di ridurre le temperature nelle zone alte e conseguentemente le dispersioni di calore;
- riscaldamento radiante nei posti di lavoro per i quali sono necessari (per motivi igienico-sanitari) molti ricambi: in tale modo, la temperatura ambiente può essere abbassata e quindi il ricambio dell'aria risulta meno costoso;
- recuperi di calore dalle lavorazioni in temperatura;
- incremento delle coibentazioni del tetto e delle pareti, doppi vetri, serramenti in grado di limitare le infiltrazioni d'aria.

(7) Il decreto fissa a 20°C (con una tolleranza di +2°C) la temperatura ambiente negli edifici adibiti a residenze, uffici, ospedali, scuole, attività commerciali e ricreative.

(8) Le sei zone climatiche individuate dal D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, sono:
- zona A: comuni che presentano un numero di gradi-giorno non superiore a 600;
- zona B: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 600 e non superiore a 900;
- zona C: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 900 e non superiore a 1.400;
- zona D: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 1.400 e non superiore a 2.100;
- zona E: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 2.100 e non superiore a 3.000;
- zona F: comuni che presentano un numero di gradi-giorno maggiore di 3.000.

Il D.M. 30 luglio 1986 riporta i valori massimi del *coefficiente di dispersione volumica* per trasmissione dell'involucro degli edifici civili nelle sei zone climatiche suddette in funzione dei gradi-giorno e del rapporto S/V, essendo S l'area della superficie che delimita all'esterno l'edificio e V il volume riscaldato: tale coefficiente di dispersione termica è indicato con il simbolo "C_d" ed è misurato in W/m³·°C (tab. 43.II); i valori limite del C_d saranno peraltro aggiornati con emanando regolamento, che li esprimerà in funzione non solo dei gradi-giorno e del rapporto S/V, ma anche della massa dell'edificio.

Tabella 43.II – Valori massimi del coefficiente C_d (W/m³·°C) in funzione del rapporto tra la superficie esterna S(m²) ed il volume lordo V(m³) dell'edificio riscaldato.

S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	gradi-giorno	gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno		gradi-giorno
(1)	fino a 600	da 601	a 900	da 901	a 1400	da 1401	a 2100	da 2101	a 3000	oltre 3000
≤0,2	0,49	0,49	0,46	0,46	0,42	0,42	0,34	0,34	0,30	0,30
≥0,9	1,16	1,16	1,08	1,08	0,95	0,95	0,78	0,78	0,73	0,73

(1) Per S/V maggiore di 0,2 e minore di 0,9 il valore di C_d è determinato per interpolazione lineare.

Tornando al D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, si rileva che lo stesso classifica gli edifici per categorie, in base alla loro destinazione d'uso; una di tali categorie riguarda gli edifici adibiti ad attività industriali; in questi edifici, la media aritmetica delle temperature dell'aria dei singoli ambienti, durante il periodo in cui è in funzione l'impianto di climatizzazione invernale, non deve superare i 18°C, con una tolleranza di +2°C. A tale limite massimo della temperatura dell'aria si può derogare per esigenze tecnologiche o di produzione oppure quando l'energia termica per il riscaldamento ambiente derivi da sorgente non utilizzabile in altro modo.

Lo stesso D.P.R. n. 412 del 1993 indica i requisiti che gli impianti termici devono soddisfare: in particolare, introduce il concetto di "rendimento globale medio stagionale" (rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale e l'energia primaria delle fonti energetiche); tale rendimento deve essere calcolato secondo le indicazioni riportate nelle norme UNI.

Vengono inoltre precisati: a) i rendimenti minimi dei generatori di calore riscontrabili durante il funzionamento dell'impianto termico; b) i valori limite del "rendimento di produzione medio stagionale" per i generatori di calore (definito come rapporto tra l'energia utile immessa in rete e l'energia primaria impegnata).

Nei casi in cui il rinnovo dell'aria nei locali è ottenuto mediante sistemi a ventilazione meccanica, è prescritta l'adozione di apparecchiature per il recupero dell'energia termica dell'aria esausta ogni qual volta la portata totale dell'aria di ricambio ed il numero di ore annue di funzionamento dei sistemi di ventilazione siano superiori a determinati valori riportati nel decreto (tab. 43.III).

Le tubazioni delle reti di distribuzione dei fluidi caldi in fase liquida o vapore degli impianti termici devono essere coibentate con materiale isolante il cui spessore minimo è precisato nella tab. 43.IV in funzione del diametro della tubazione espresso in mm e della conduttività termica utile del materiale isolante espressa in W/m·°C alla temperatura di 40°C.

Anche i canali dell'aria calda per la climatizzazione invernale posti in ambienti non riscaldati devono essere coibentati con uno spessore di isolante non inferiore ai valori indicati nella tab. 43.IV per tubazioni di diametro esterno da 20 a 39 mm.

Il D.P.C.M. 2 ottobre 1995 disciplina le caratteristiche merceologiche dei combustibili aventi rilevanza ai fini dell'inquinamento atmosferico nonché le caratteristiche tecnologiche degli impianti di combustione.

Tabella 43.III – Quando la portata totale dell'aria di ricambio G ed il numero di ore annue di funzionamento M dei sistemi di ventilazione meccanica superano i valori limite riportati, si deve prevedere il recupero del calore disperso per il rinnovo dell'aria ambiente.

G portata aria m³/h	M = ore annue di funzionamento	
	da 1400 a 2100 gradi-giorno	oltre 2100 gradi-giorno
2.000	4.000	2.700
5.000	2.000	1.200
10.000	1.600	1.000
30.000	1.200	800
60.000	1.000	700

Per portate non indicate in tabella si procede mediante interpolazione lineare.

Tabella 43.IV – Spessore minimo (mm) del materiale isolante di coibentazione delle tubazioni convoglianti fluidi caldi.

Conduttività termica utile dell'isolante (W/m·°C)	Diametro esterno della tubazione (mm)					
	<20	da 20 a 39	da 40 a 59	da 60 a 79	da 80 a 99	>100
0,030	13	19	26	33	37	40
0,032	14	21	29	36	40	44
0,034	15	23	31	39	44	48
0,036	17	25	34	43	47	52
0,038	18	28	37	46	51	56
0,040	20	30	40	50	55	60
0,042	22	32	43	54	59	64
0,044	24	35	46	58	63	69
0,046	26	38	50	62	68	74
0,048	28	41	54	66	72	79
0,050	30	44	58	71	77	84

La normativa in essere impone, in particolare, l'adozione di *apparecchiature di controllo e regolazione automatica* degli impianti termici.

Tali apparecchiature hanno lo scopo di:
- regolare automaticamente la temperatura ambiente;
- contabilizzare il calore distribuito;
- ottimizzare l'impiego del calore nei processi tecnologici;
- economizzare il calore per il riscaldamento ambientale;
- ridurre l'inquinamento atmosferico ottimizzando la combustione;
- aumentare l'affidabilità e la sicurezza degli impianti termici.

La qualità della strumentazione deve essere la migliore disponibile sul mercato in quanto, a fronte di un maggior costo di acquisto, si ottengono:
- la massima affidabilità delle apparecchiature di sicurezza (controllo fiamma, valvole di sicurezza, ecc.);

– il minimo rischio di incidenti;
– la minimizzazione del consumo di combustibile e dei costi di esercizio.

Numerose norme tecniche UNI forniscono metodologie per il calcolo del fabbisogno di energia (v. UNI 10344-93 e 10379-94), il dimensionamento degli impianti termici e dei loro componenti, la misurazione del rendimento dei sistemi di riscaldamento e del rendimento di combustione. In particolare, la UNI 8852-87 considera gli impianti di climatizzazione invernale degli edifici adibiti ad attività industriali.

43.3. FONTI DI CALORE

La scelta del generatore dipende dalla *fonte di calore* disponibile e dal *tipo di fluido* (transfer) utilizzato per convogliare il calore dal generatore stesso alle utenze.

Le fonti di calore attualmente disponibili per gli impieghi industriali sono le seguenti:
– combustibili liquidi, gassosi e solidi (fossili);
– combustibili di recupero (ad esempio, da rifiuti o sottoprodotti);
– calore di recupero da processi industriali;
– energia elettrica o nucleare;
– impianti frigorigeni (per sottrarre calore);
– pompe di calore (per fornire o sottrarre calore).

Di seguito ci soffermiamo brevemente sulle fonti di calore sopra elencate. Nella tab. 43.V sono riportate le principali caratteristiche dei combustibili di più largo impiego.

L'*olio* ATZ (Alto Tenore di Zolfo, cioè con contenuto di zolfo pari al 2,5÷4%) non presenta difficoltà di impiego (se la sua viscosità non supera i 40°E a 50°C), mentre il BTZ (Basso Tenore di Zolfo, cioè con contenuto di zolfo non superiore all'1%), per le sue specifiche caratteristiche di altissima viscosità (dovuta alla paraffina in esso contenuta), richiede un sistema di riscaldamento dal serbatoio di accumulo al bruciatore – per mantenerlo a temperature di 70÷80°C – e, in genere, maggiore permanenza del combustibile in camera di combustione.

L'*olio* BTZ, inoltre, costa sensibilmente di più dell'ATZ, anche perché i giacimenti dei corrispondenti grezzi BTZ hanno una consistenza di solo il 20% circa rispetto a quelli ATZ. Per contro, produce fumo meno inquinante quanto a ossidi di zolfo.

La dannosità degli ossidi di zolfo è considerata la più significativa, anche se studi ancora in corso tendono a collegare tale dannosità alla presenza contemporanea di polveri e a dare sempre più importanza agli ossidi di azoto (la cui produzione nei fumi è di fatto indipendente dallo zolfo presente nel combustibile e legata invece sostanzialmente all'eccesso di aria ed alla temperatura e pressione di combustione).

Sotto l'aspetto igienico-sanitario, la combustione di BTZ (o di gasolio e gas metaniferi, anch'essi produttori di ossidi di azoto) non richiede di norma camini di altezza superiore ai 20÷30 m. Per l'ATZ sono invece necessari "alti camini", aventi cioè altezze di 80÷100 m e anche più, tali da garantire all'emissione inquinante il superamento dello strato di inversione termica (limite superiore dello strato di atmosfera entro il quale il gradiente termico assume valori costantemente negativi; in pratica, costituisce l'altezza limite entro la quale gli inquinanti possono diffondersi e rimescolarsi).

Tabella 43.V – Caratteristiche chimico-fisiche dei principali combustibili.

a) Gassosi	pcs kJ/Nm³	pcs kcal/Nm³	pci kJ/Nm³	pci kcal/Nm³	Densità kg/Nm³	Potere comburivoro Nm³ aria / Nm³ comb.	CO_2 max %
Idrogeno H_2	12.770	3.050	10.760	2.570	0,09	2,38	–
Ossido di carbonio CO	12.644	3.020	12.644	3.020	1,25	2,38	34,7
Metano CH_4	39.858	9.520	35.796	8.550	0,717	9,52	11,7
Etano C_2H_6	70.422	16.820	64.351	15.370	1,356	16,66	13,2
Propano C_3H_8	101.823	24.320	93.575	22.350	2,019	23,80	13,8
n-butano C_4H_{10}	134.019	32.010	123.552	29.510	2,703	30,94	14,1
Acetilene C_2H_2	58.845	14.055	56.819	13.571	1,171	11,9	17,5
Gas d'altoforno	4.082	975	3.977	950	1,29		
Propano commerciale	95.459 99.018	22.800 23.650	88.341 91.062	21.100 21.750	1,9 1,98		
Butano commerciale	121.836	29.100	112.834	26.850	2,54		

b) Liquidi	pci kJ/kg	pci kcal/kg	Densità a 15°C kg/dm³	Viscosità cinematica cSt a 20°C	Composizione percentuale di C	H_2	S
Benzina auto	43.750	10.450	0,73	0,75	85,5	14,4	0,1
Cherosene	43.500	10.400	0,79	1,6	86,3	13,6	0,1
Gasolio	43.120	10.300	0,87	5,0	86,3	12,7	1,0
Olio fluidissimo	41.870	10.000	0,89	50	86,2	12,3	1,5
Olio denso	40.600	9.700	0,95	1200	86,2	11,8	2

c) Solidi	pci kJ/kg	pci kcal/kg	Percentuale sul secco e senza ceneri di C	H_2	O_2
Torba	14.650	3.500	60	6	32
Lignite	21.000	5.000	70	8	20
Legno duro	18.400	4.400			
Antracite	33.500	8.000	94	3	2

A proposito dell'altezza da assegnare ai camini, apriamo una breve parentesi.

Altezza, sezione e materiale di rivestimento interno dei camini non sono indipendenti tra loro e in ordine logico viene prima l'altezza (determinata con i criteri esposti più avanti), poi il materiale (in particolare quello della parete a contatto con i fumi) e, infine, l'area della sezione che si adatta alle scelte precedenti ed alle caratteristiche del generatore di calore.

La trattazione più convincente si ottiene modellizzando il camino con un sistema unidimensionale a pareti adiabatiche: la temperatura assoluta T e la densità ρ dei fumi sono uniformi ed altrettanto vale per la temperatura T_e e la densità ρ_e dell'aria esterna.

Mediante l'espressione della statica dei fluidi si ottiene il tiraggio statico δp_{st}, cioè la depressione alla base di un camino alto h metri:

$$\delta p_{st} = g\,h\,(\rho_e - \rho) \approx g\,h\,\rho_e\left(1 - \frac{T_e}{T}\right)$$

Ad esempio, assumendo $T_e/T = 0{,}6$, $\rho_e = 1{,}2$ kg/m^3 e l'accelerazione di gravità $g = 9{,}8$ m/s^2, si ha $\delta p_{st}/h \approx 5$Pa/m. In queste condizioni ideali (fumi fermi) un camino produce un determinato tiraggio statico, che è il massimo tiraggio compatibile con quelle temperature (ad esempio, $T_e = 273 + 17 = 290$K, $T = 273 + 207 = 480$K).

Nelle condizioni reali, cioè con fumi in moto alla velocità media V nella sezione di area A, si deve sottrarre l'effetto delle resistenze al moto. Applicando l'equazione dell'energia meccanica, si ottiene che il tiraggio δp è minore di δp_{st} e che $(\delta p_{st} - \delta p)$ è legato a V ed alle resistenze al moto, che dipendono da V, dal materiale, dalla geometria, ecc.

Noti δp (tiraggio richiesto dal generatore di calore) e la portata di fumi Q (proporzionale alla potenza del generatore), risulta determinata l'area della sezione del camino $A = Q/\rho V$ (Q in kg/s).

La normativa italiana (vd. UNI-CTI 9615-90 sul calcolo delle dimensioni interne dei camini) consente di fare calcoli di progetto e verifica legando con una relazione implicita l'altezza, la sezione ed il materiale del camino (tenuto in conto attraverso la resistenza termica e la resistenza al moto).

Se, invece, si considera soltanto il parametro altezza del camino, numerose espressioni consentono di valutare tale altezza tenendo conto del contenuto termico e cinetico dell'emissione.

Una espressione semplificata e di largo impiego è quella di *Briggs* (fig. 43.4.a):

$$h_p = \frac{1.6\sqrt{100\,h^2}}{U} \cdot \sqrt{V r^2 \frac{\Delta T}{T}} \qquad (43.2)$$

dove:

h_p = innalzamento del pennacchio di emissione sopra la bocca di scarico del camino (m);
U = velocità media del vento (m/s);
h = altezza fisica del camino (m);
V = velocità di efflusso dei gas (m/s);
r = raggio interno del camino (m);
ΔT = differenza di temperatura tra i gas emessi e l'aria atmosferica (K);
T = temperatura dei gas emessi dal camino (K).

L'altezza effettiva di scarico risulta pertanto:

$$H = h + h_p \qquad (43.3)$$

Sulla base della portata di ciascun inquinante emesso dal camino, dei parametri meteorologici esterni e dell'altezza effettiva di emissione, si calcola la concentrazione di ogni inquinante in posizione sottovento rispetto al camino (fig. 43.4.a):

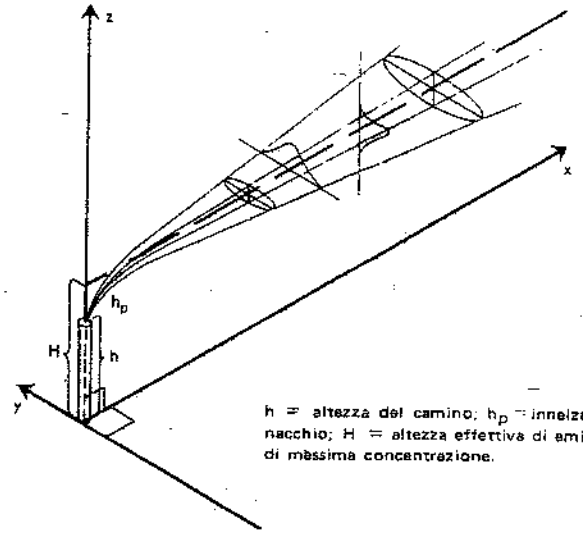
$$\chi = \frac{Q}{2\,\pi\,\sigma_y\,\sigma_z\,U}\left\{e^{\frac{(H-z)^2}{2\sigma_z^2}} + e^{\frac{(H+z)^2}{2\sigma_z^2}}\right\} \qquad (43.4)$$

essendo:

χ = concentrazione di inquinante al suolo (mg/m^3);
Q = quantità di ciascun inquinante emessa nell'unità di tempo (mg/s);
z = coordinata verticale;
H = altezza effettiva di emissione (m);
σ_y, σ_z = parametri diffusivi;
U = velocità del vento (m/s).

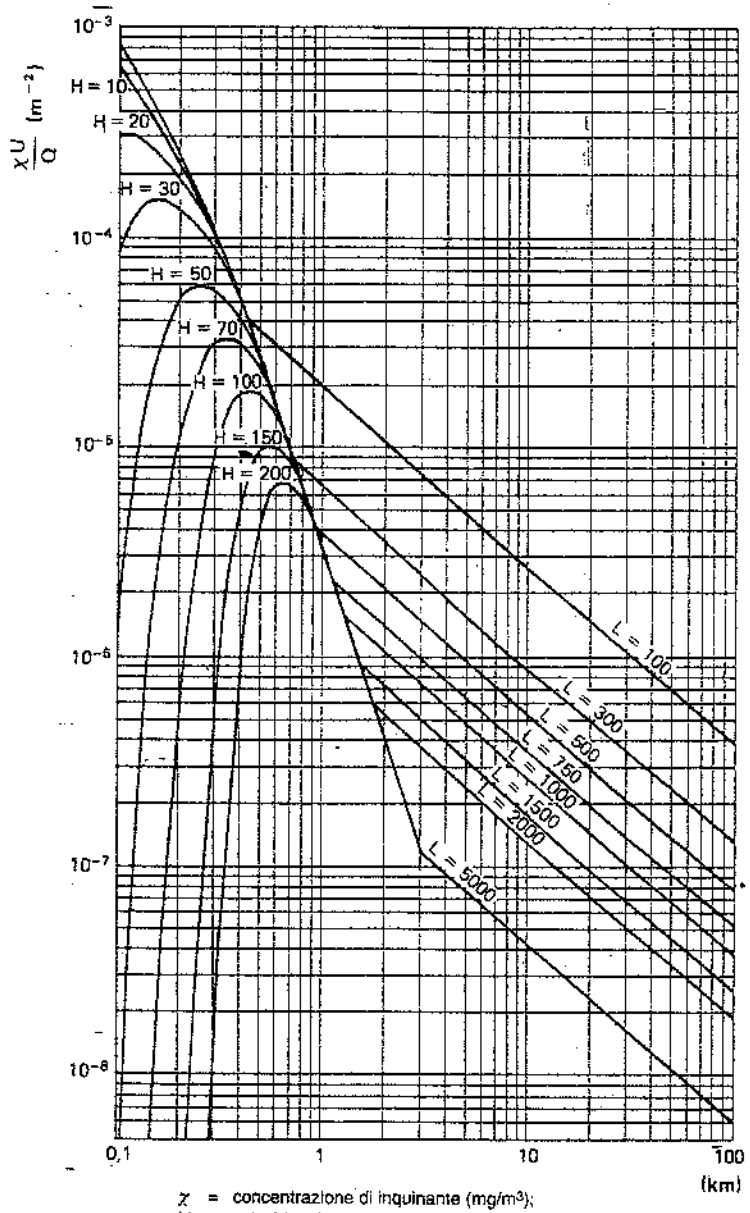
Nella figura 43.4.a sono anche indicati gli andamenti dei profili di massima concentrazione di inquinante all'interno del pennacchio nelle sezioni trasversale e verticale, unitamente alla forma caratteristica assunta dal pennacchio (tipicamente ellittica).

Dalle espressioni riportate, imponendo un valore limite di concentrazione al



h = altezza del camino; h_p = innalzamento del pennacchio; H = altezza effettiva di emissione; x = asse di massima concentrazione.

Fig. 43.4.a – Parametri caratteristici di un camino.



χ = concentrazione di inquinante (mg/m^3);
U = velocità del vento (m/s);
Q = portata di inquinante (mg/s);
L = altezza strato di inversione termica (m).

Fig. 43.4.b – Distribuzione al suolo delle emissioni da un camino di altezza effettiva H.

suolo, è possibile risalire all'altezza effettiva di emissione e da questa all'altezza fisica del camino da realizzare.

La fig. 43.4.b è stata costruita utilizzando l'espressione (43.4) e consente di valutare direttamente l'andamento dell'inquinamento al suolo in funzione di diverse altezze di emissione e in determinate condizioni meteorologiche.

I *gas metaniferi* sono caratterizzati da fumi privi di polvere e di ossidi di zolfo; sono quindi considerati dei combustibili a minimo inquinamento atmosferico, anche se gli ossidi di azoto sono tendenzialmente più elevati di quelli prodotti dagli oli combustibili.

L'impiego del gas naturale per le piccole utenze (di poche decine di kW) è da preferire, anche per la possibilità di ottenere elevati rendimenti realizzando il raffreddamento dei fumi sotto la temperatura di inizio condensazione del vapore acqueo, senza incorrere in corrosioni acide dovute agli ossidi di zolfo.

Il loro costo dovrebbe tendere all'aumento (a prescindere da eventuali prezzi politici) perché, mentre la richiesta di mercato è crescente, la corrispondente disponibilità mondiale rispetto all'olio è solo nel rapporto di circa 1 a 5.

Il *carbone fossile* è caratterizzato da una consistenza dei giacimenti mondiali almeno decupla rispetto all'olio: purtroppo, i costi di estrazione e trasporto, sommati alle maggiori spese (sempre riferite all'olio) per deposito, movimentazione, combustione, installazione di caldaie adeguate con relative apparecchiature ausiliarie, comportano un costo complessivo dell'energia termica più che doppio rispetto all'olio.

Inoltre, sotto l'aspetto dell'inquinamento, specie da zolfo, la maggior parte del fossile reperibile in Europa provocherebbe (se bruciato tal quale) l'immissione nell'atmosfera di inquinanti in misura maggiore dell'ATZ.

Pertanto, almeno per le nazioni come l'Italia che non dispongono di proprie miniere di fossile e specie per le piccole e medie utenze (con consumo giornaliero di fossile inferiore a 200 t), non è conveniente l'impiego diretto del fossile in sostituzione dell'olio (9).

Con la dizione *combustibile di recupero* si intendono quei sottoprodotti industriali che, pur richiedendo spesso l'adozione di impianti speciali di combustione, possono fornire, in tutto o in parte, il fabbisogno di calore richiesto dal processo tecnologico. Talvolta, il potere calorifico o la reattività del sottoprodotto sono così bassi che l'utilizzazione di quest'ultimo come combustibile può aver luogo solo con tecnologie sofisticate e/o con l'apporto di calore addizionale; trattasi di una soluzione più costosa dell'impiego di combustibili ed apparecchiature convenzionali, ma che per contro costituisce un metodo ecologico di eliminazione del sottoprodotto indesiderato: si cita ad esempio il recupero di calore dai rifiuti urbani e industriali oppure dal "liquore nero", sottoprodotto dell'industria cartaria o, ancora, dai residuati agricoli.

Il costo del calore prodotto con l'olio combustibile ATZ risulta circa cinque volte inferiore a quello producibile con l'*energia elettrica*; pertanto, se si escludono particolari esigenze tecnologiche (ad esempio, forni elettrici), quest'ultima non è conveniente per la produzione di calore in campo industriale.

(9) Sono peraltro in corso di industrializzazione procedimenti termochimici di gassificazione, liquefazione e desolforazione del carbone fossile (presso le miniere di estrazione) che consentirebbero di fare a meno dei depositi del fossile e di costose installazioni nelle centrali termiche. In ogni caso, si rendono indispensabili adeguati ed efficienti impianti di desolforazione dei fumi (v. capitolo 45).

Nella progettazione di nuovi stabilimenti è però opportuno prevedere la possibilità di utilizzare l'energia "di cascame" che risulterà disponibile nelle ore notturne e festive con tariffe ridotte secondo le fasce multiorarie stabilite dall'ENEL; ad esempio, in Francia l'ente produttore nazionale applica tariffe particolari all'energia elettrica impiegata per il riscaldamento notturno, rendendola concorrenziale con il costo del gasolio.

Per quanto riguarda gli impianti frigorigeni e le pompe di calore si rimanda al capitolo successivo.

43.4. GENERATORI DI CALORE

Ogni generatore di calore è costituito da due parti essenziali: nella prima viene prodotto il calore, nella seconda il calore è ceduto al transfer (fig. 43.5); esse sono quindi strutturate e dimensionate rispettivamente in funzione della fonte di calore e del transfer impiegato.

Si seguito, sono descritti i tipi di generatori di maggiore interesse, classificati secondo il transfer adottato. Rileviamo che il rendimento effettivo dei generatori varia fra 85% e 90% in funzione della potenzialità e del combustibile utilizzato.

La formula generale per determinare tale rendimento è la seguente:

$$\eta = \frac{G_t \cdot \Delta i}{G_c \cdot pci} \qquad (43.5)$$

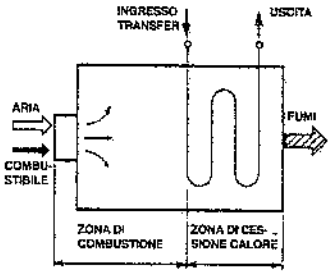


Fig. 43.5 – Schema di principio dei generatori di calore.

nella quale:

G_t = portata ponderale del transfer (kg/h);
Δi = variazione di entalpia del transfer (kJ/kg o kcal/kg);
G_c = portata ponderale di combustibile (kg/h);
pci = potere calorifico inferiore (kJ/kg o kcal/kg).

Δi vale rispettivamente:

$\Delta i = (t_u - t_i) \cdot csm$ per i transfer che operano senza cambiamento di stato;

$\Delta i = (t_e - t_i) \cdot csl + xr + (t_s - t_e) \cdot csv$ per i transfer con cambiamento di stato.

In tali espressioni:

t_i = temperatura di ingresso (°C);
t_u = temperatura di uscita (°C);
csm = capacità termica massica nel campo $t_i \div t_u$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg);
t_e = temperatura di ebollizione (°C);
t_i = temperatura di ingresso (°C);
csl = capacità termica massica del transfer liquido nel campo $t_i \div t_e$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg);
r = calore di vaporizzazione (kJ/kg o kcal/kg);
x = titolo del vapore erogato (x < 1 per vapore umido; x = 1 per vapore secco o surriscaldato);
t_s = temperatura di surriscaldamento (°C);
csv = capacità termica massica del vapore surriscaldato nel campo $t_e \div t_s$ (kJ/°C·kg o kcal/°C·kg).

Per ottenere il rendimento effettivo globale di un generatore occorre aggiungere al denominatore della (43.5) la somma dell'energia fornita dai vari servomezzi necessari per il funzionamento del generatore, come ad esempio:

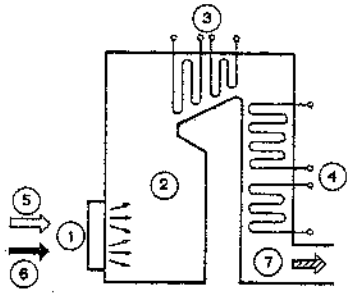
- energia elettrica per ventilatori aria comburente e fumi, pompe combustibile;
- vapore o aria compressa per la polverizzazione del combustibile o la pulizia delle superfici di scambio;
- energia elettrica e/o aria compressa per la regolazione automatica.

Generatori con transfer liquido

Quando il transfer è un liquido, vaporizzante o no, il generatore assume la classica configurazione della *caldaia*.

La gamma di potenzialità richiesta dall'industria (escludendo quindi gli impieghi artigianali, le centrali termoelettriche e gli usi navali) è normalmente compresa fra 0,6 e 1200 MW (0,5÷1000 Gcal/h); tali potenzialità sono assicurate da quattro tipi fondamentali di caldaie:

a) caldaie a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo verticale (fig. 43.6);
b) caldaie a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo orizzontale (fig. 43.7);
c) caldaie a tubi di fumo (fig. 43.8);
d) caldaie ad attraversamento o a circolazione forzati (fig. 43.9).



1. Bruciatori - 2. Camera di combustione - 3. Surriscaldatori - 4. Preriscaldatori acqua - 5. Aria - 6. Combustibile - 7. Fumi.

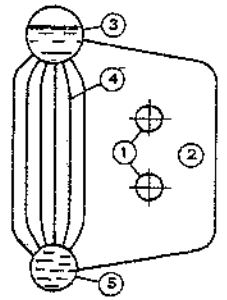
Fig. 43.6 – Caldaia a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo verticale.

Il tipo "a" è utilizzato per potenzialità da 60 a 1200 MW (50÷1000 Gcal/h) e pressioni superiori a 80 bar, cioè per le più grandi unità impiegate nell'industria e per le centrali termoelettriche. Queste caldaie sono impiegate per la produzione di vapore surriscaldato e, se specificamente progettate, possono utilizzare, anche contemporaneamente, combustibili gassosi, liquidi e solidi polverizzati.

Il tipo "b" è quello più diffuso per potenzialità da 6 a 120 MW (5÷100 Gcal/h) per la produzione di acqua surriscaldata sino a 180÷220°C e di vapore, saturo o surriscaldato, a pressioni anche superiori a 80 bar.

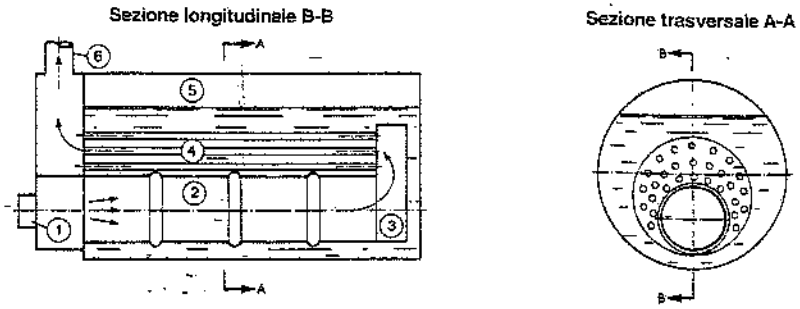
Si adatta all'impiego di combustibili solidi solo effettuando una progettazione ad hoc.

Il tipo "c" non supera generalmente pressioni di esercizio di 16 bar e potenzialità di 12 MW (10 Gcal/h). Si presta all'impiego di qualunque combustibile, anche solido o di recupero, ovviamente con adatti bruciatori. Può produrre sia vapore che acqua surriscaldata. Entro i limiti suddetti, la caldaia a tubi di fumo è più economica dei generatori a tubi d'acqua. Per contro, il focolare soggetto alla pressione esterna e ad un altissimo carico termico) e le ampie superfici



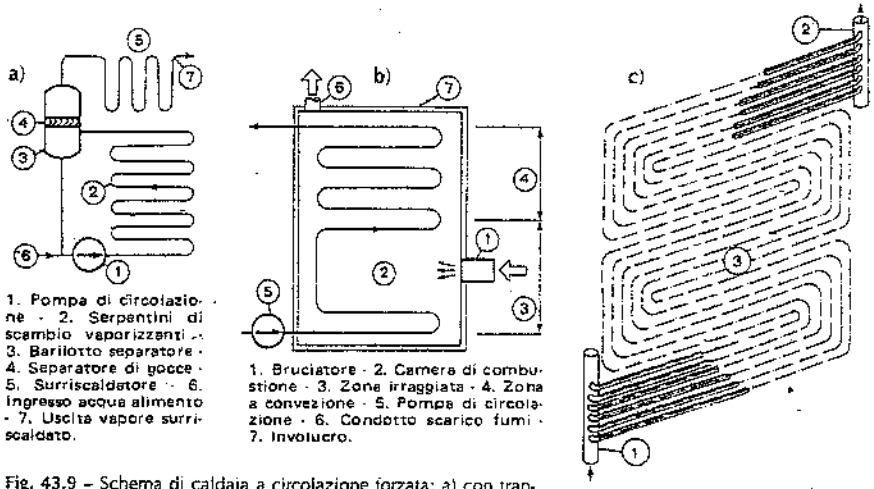
1. Bruciatori - 2. Camera di combustione (zona di scambio a irraggiamento) - 3. Corpo cilindrico superiore - 4. Fascio tubiero (zona di scambio a convezione) - 5. Corpo cilindrico inferiore.

Fig. 43.7 – Caldaia a tubi d'acqua con camera di combustione a sviluppo orizzontale (sezione verticale).



1. Bruciatore - 2. Focolare - 3. Camera di inversione fumi - 4. Tubi di fumo - 5. Camera del vapore - 6. Camino.

Fig. 43.8 – Caldaia a tubi di fumo.



1. Pompa di circolazione - 2. Serpentini di scambio vaporizzanti - 3. Barilotto separatore - 4. Separatore di gocce - 5. Surriscaldatore - 6. Ingresso acqua alimento - 7. Uscita vapore surriscaldato.

1. Bruciatore - 2. Camera di combustione - 3. Zona irraggiata - 4. Zona a convezione - 5. Pompa di circolazione - 6. Condotto scarico fumi - 7. Involucro.

1. Collettore di ingresso - 2. Collettore di uscita - 3. Serpentini.

Fig. 43.9 – Schema di caldaia a circolazione forzata: a) con transfer vaporizzante; b) con transfer non vaporizzante (olio diatermico o acqua surriscaldata); c) particolare dei serpentini di scambio.

piane dei fondi costituiscono punti deboli che, in caso di avaria, rendono la caldaia a tubi di fumo più pericolosa di una equivalente a tubi d'acqua. L'ingombro risulta invece più limitato, nonostante occorra prevedere lo spazio per lo sfilamento e la sostituzione dei tubi.

Il tipo "d" comprende sia i riscaldatori d'acqua a gas per uso domestico (≈9 kW ≈7500 kcal/h) sia le caldaie per unità termoelettriche da 600 MW elettrici. Tali caldaie sono eccezionalmente flessibili: infatti, coprono le gamme di potenzialità e di pressione più ampie di tutti gli altri tipi (da 60 kW ad oltre 230 MW ovvero da 50.000 kcal/h ad oltre 200 Gcal/h) e sono adatte per tutti i transfer (acqua vaporizzante e no, oli diatermici, gas ed altri). Le caldaie ad attraversamento forzato possono

essere alimentate con qualsiasi combustibile e sono anche utilizzate per recuperare il calore dai gas caldi (ad esempio, quelli scaricati da motori diesel, dalle turbine a gas oppure da convertitori Bessmer).

Le superfici di scambio, costituite da tubi in acciaio di piccolo diametro, consentono al progettista la massima libertà nella scelta dei parametri caratteristici (velocità, carico termico, ecc.) sia per il lato fumi sia per il lato transfer.

Nella zona irraggiata i tubi possono essere disposti tangenti fra di loro, in modo da realizzare una superficie continua (piana, cilindrica, conica o più complessa) delimitante un volume avente la forma più adatta per il razionale sviluppo della combustione.

Nelle zone a convezione, una parte dei tubi, sempre tangenti fra di loro, può costituire le pareti di delimitazione della corrente gassosa, mentre altri tubi, lisci o alettati, sono riuniti in serpentini che consentono di ottenere un elevato rapporto metri quadri di superficie attiva/metro cubo.

I vari tubi della caldaia possono essere collegati opportunamente in serie ed in parallelo in modo da ottenere, per ogni condizione fisica del transfer, una velocità di flusso che assicuri in tutti i punti della caldaia stessa, il necessario raffreddamento dei tubi, pur contenendo le perdite di carico e quindi il costo di esercizio delle pompe di circolazione.

Com'è ovvio, l'affidabilità delle pompe di circolazione del transfer e del sistema di controllo della portata è essenziale per il corretto e sicuro funzionamento dei generatori in esame.

Stante l'elevato costo delle pompe e dell'energia assorbita, l'impiego di generatori a circolazione forzata è limitato ai casi in cui le condizioni di esercizio non assicurano una adeguata circolazione naturale oppure sono disponibili spazi minimi per l'installazione (ad esempio, sulle navi).

L'acqua impiegata nelle caldaie in esame deve rispondere a caratteristiche precise, in funzione della pressione di esercizio (tab. 43.VI).

Tabella 43.VI – Valori limite di alcune caratteristiche dell'acqua per l'alimentazione delle caldaie.

Pressione	bar	< 20	20–40	40–65	65–80	80–125	>125
Alcalinità	mg/l	< 10	< 6	< 3	< 1	< 0,3	< 0,1
SiO_2	mg/l	< 80	< 40	< 10	< 4	< 1,2	< 0,4
Conduttività a 20°C	µS/cm	< 8000	< 5000	< 2500	< 1500	< 250	< 50
P_2O_5	mg/l	< 25	< 10		da 1 a 3		
pH a 20°C		da 7 a 9,5					
Ossigeno	mg/l	max 0,03 durante avviamenti e fermate < 0.02 in esercizio continuo					

Generatori di calore a transfer gassoso

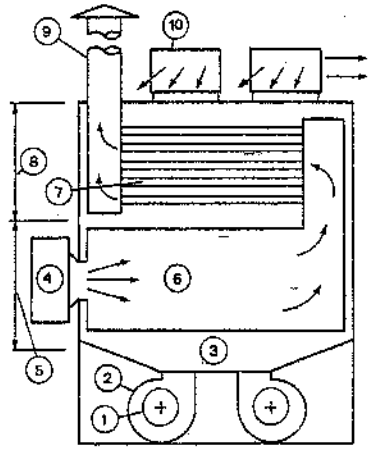
Alcuni processi richiedono transfer con caratteristiche ben definite e costanti; tali transfer, pertanto, devono essere riscaldati in scambiatori a superficie, in modo da isolarli completamente dai prodotti della combustione.

I generatori a transfer gassoso (fig. 43.10) consentono appunto di trasferire il calore dalla combustione al processo senza inquinare quest'ultimo. Tali generatori sono caratterizzati da uno scambio fumi–metallo–transfer gassoso che li differenzia profondamente da quelli a transfer liquido. Nelle zone in cui il calore è ceduto prevalente-

mente per convezione, la temperatura delle superfici di scambio è, in prima approssimazione, pari alla media fra la temperatura dei fumi e quella del transfer; la temperatura diviene tanto più elevata, rispetto alla suddetta temperatura media, quanto più aumenta la percentuale di calore ceduta per irraggiamento (10).

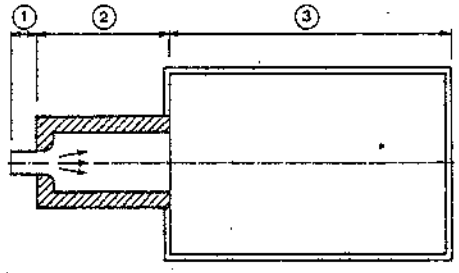
Quando la fiamma è luminosa, e quindi irraggiante (per presenza di particelle di carbonio o ceneri incandescenti, come avviene nelle fiamme di combustibili solidi e liquidi), le pareti della camera di combustione sono particolarmente sollecitate (la camera di combustione costituisce il punto più delicato del generatore); in tale caso, per evitare un troppo rapido degradamento, occorre mantenere le pareti stesse alla temperatura più bassa possibile. Ciò è ottenibile con uno o più dei seguenti accorgimenti:

- aumentando, a parità di potenza termica, il volume della camera di combustione in modo che il carico termico specifico (W/m² ovvero kcal/h·m²) risulti minore, purché sia comunque assicurata, nel focolare, la temperatura necessaria per la reattività di combustione;
- migliorando il raffreddamento delle pareti con l'aumento della velocità del transfer che le lambisce, allo scopo di aumentare il coefficiente di scambio metallo-transfer (11);
- facendo precedere le superfici di scambio da una "precamera", necessariamente rivestita di refrattario, di dimensioni tali da permettere che la combustione si completi all'interno della stessa (fig. 43.11). Il calore irraggiato dai fumi che escono ad alta temperatura dalla precamera è dovuto prevalentemente alle molecole gassose triatomiche di CO_2 e H_2O contenute negli stessi ed è inferiore a quello irraggiato dalle particelle solide presenti nella fiamma. L'adozione della precamera abbassa pertanto la temperatura delle superfici di scambio e, facendo sviluppare la fiamma in un volume ad alta reattività, riduce drasticamente gli incombusti aumentando il rendimento di combustione, soprattutto ai bassi carichi.



1. Presa aria ambiente - 2. Ventilatore aria ambiente - 3. Plenum circostante la camera di combustione - 4. Bruciatore - 5. Zona a irraggiamento - 6. Camera di combustione - 7. Tubi di scambio di calore - 8. Zona a convezione - 9. Camino espulsione fumi - 10. Plenum orientabili dotati di alette direttrici per l'immissione dell'aria in ambiente.

Fig. 43.10 – Generatore di calore a transfer gassoso.



1. Bruciatore - 2. Precamera di combustione - 3. Generatore di calore.

Fig. 43.11 – Generatore di calore con precamera di combustione.

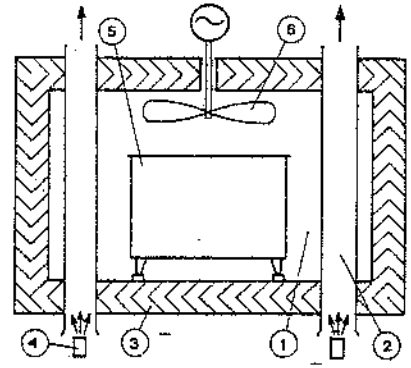
L'adozione di una precamera, con i conseguenti aumenti di costo e di ingombro del generatore, è ovviamente subordinata ad una analisi tecnico-economica, sviluppata tenendo conto della vita presunta dell'impianto e del costo di sostituzione delle superfici più sollecitate del focolare. Quest'ultima evenienza si manifesta in misura molto minore nei generatori di calore che operano su un transfer liquido, soprattutto se vaporizzante, in quanto i coefficienti di scambio liminare gas-metallo, acqua liquida-metallo, acqua vaporizzante-metallo, hanno valori molto diversi (rispettivamente, come ordine di grandezza, 17 – 2300 – 11.600 W/m²·°C ovvero 15 – 2000 – 10.000 kcal/m²·h·°C).

Quanto più è elevata la temperatura di lavoro, tanto più le superfici sono soggette a degradazione dovuta a: attacco da inquinanti, quali zolfo e vanadio, presenti nei combustibili; impoverimento di alcuni componenti e conseguente degradazione delle caratteristiche metallografiche e scorrimento plastico (e quindi variazioni dimensionali); bassa resistenza alle sollecitazioni meccaniche ed ai transitori termici.

Per prolungare la durata, occorre pertanto che le superfici siano costruite con acciai legati se la temperatura del transfer che le raffredda non supera i 100°C. Per le temperature più elevate del transfer (e quindi delle superfici di scambio) occorre adottare leghe ad alto tenore di Ni e Cr o materiali ancora più pregiati (12).

Esempi tipici di generatori a transfer gassoso sono:

- i riscaldatori d'aria per il riscaldamento ambiente, con temperatura dell'aria uscente di 55°÷75°C (fig. 43.10);
- gli elementi di riscaldo per forni di trattamento termico (cementazione e tempera) di pezzi di acciaio (fig. 43.12): tali elementi, detti *tubi radianti*, sono costituiti da tubi in leghe pregiate (ad esempio, 80% Ni + 20% Cr), generalmente installati verticalmente; la temperatura raggiunta dai tubi radianti è di 1000°÷1200°C, al fine di assicurare, all'interno del forno, temperature di circa 930°C per la cementazione e di 820°C per la tempera. Sebbene i tubi siano poco sollecitati chimicamente in quanto a contatto, all'interno, con una fiamma di gas (non aggressiva) ed all'esterno con la cosiddetta "atmosfera controllata" non ossidante (13), la loro vita è di



1. Camera del forno - 2. Tubo radiante - 3. Parete del forno - 4. Bruciatore - 5. Contenitore dei pezzi da trattare - 6. Elettroventilatore per la movimentazione dell'atmosferta controllata.

Fig. 43.12 – Forno per trattamenti termici: schema di principio.

(10) In una camera di combustione a carbone polverizzato, parzialmente rivestita di refrattario e funzionante a 1000° - 1200° - 1400°C, i tubi – supposto che abbiano una temperatura di parete di 200°C – ricevono rispettivamente 121 – 216 – 363 kW/m² (104.000 – 186.000 – 312.000 kcal/h·m²) per irraggiamento e 18,6 – 23,3 – 28 kW/m² (16.000 – 20.000 – 24.000 kcal/h·m²) per convezione; il rapporto tra irraggiamento e convezione risulta, alle temperature indicate: 6,5–9,3–13.

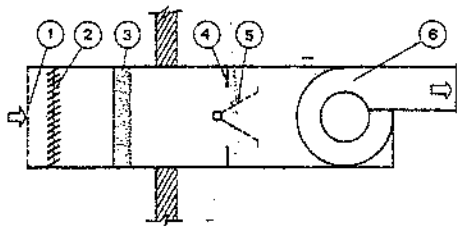
(11) Secondo Nusselt, nella trasmissione per convezione e con fluidi in moto turbolento il coefficiente di scambio è proporzionale a $v^{0,676}$ e cioè, per velocità rispettivamente di 0,5–1–5–10 m/s, il coefficiente varia nel rapporto 1–1,5–6–10.

(12) Come caso limite, si ricorda che per riscaldare sino a 1100°C l'aria comburente di un processo di incenerimento di rifiuti solidi, sono stati adottati tubi di materiale ceramico (carborundum) riscaldati con gas naturale per ridurre al minimo la sollecitazione chimica.

(13) La composizione tipica delle atmosfere controllate per cementazione è di 20%CO + 40%H_2 + 40%N_2.

24÷36 mesi se non subiscono *shock* termici; tale vita può dimezzarsi qualora, per accelerare il raffreddamento del forno in occasione di interventi manutentivi, si immetta nei tubi aria a temperatura atmosferica.

In alcuni processi, i prodotti della combustione possono essere miscelati con il transfer oppure costituire essi stessi il veicolo del calore, eventualmente diluiti con aria. In tale caso, vengono adottati i cosiddetti *riscaldatori diretti* (fig. 43.13), i quali consentono di ridurre:



1. Presa d'aria esterna con griglia "antifoglie" - 2. Serranda di intercettazione - 3. Filtro - 4. Diaframma per ottenere la velocità ottimale dell'aria nella zona circostante al bruciatore - 5. Bruciatore gas - 6. Ventilatore mandata aria.

Fig. 43.13 – Riscaldatore d'aria diretto.

- il capitale investito, il costo di manutenzione e sovente anche gli ingombri;
- il consumo di energia elettrica assorbita dai ventilatori necessari per far circolare sia i fumi che il transfer attraverso lo scambiatore;
- le dispersioni di calore in ambiente;
- i tempi di avviamento;
- l'energia termica contenuta nel sistema, dissipata ad ogni fine ciclo lavorativo.

La contropartita economica dei suddetti vantaggi è quella di dover impiegare combustibili sufficientemente pregiati, come il gas naturale o il g.p.l., in quanto, con questi, se la combustione avviene correttamente, nei fumi non sono presenti sostanze nocive (cenere, fuliggine) né inquinanti gassosi.

In tali riscaldatori, un adeguato bruciatore consente di impiegare il combustibile gassoso in condizioni del tutto particolari. È infatti possibile ottenere contemporaneamente:

- combustione pressoché perfetta;
- combustione con portate d'aria pari a 50÷800 volte quella stechiometrica nel caso di transfer aria;
- potenzialità variabili con continuità dalla massima al 6÷4% della stessa.

Le caratteristiche indicate rendono questi generatori di calore particolarmente adatti per immettere aria (a temperatura ambiente o poco superiore) in locali dai quali se ne debba estrarre una elevata quantità per asportare inquinanti vari (calore, polveri, vapori, aerosol, ecc.). In realtà, l'aria è miscelata con i fumi, ma la qualità della combustione è tale da ottenere, per aria riscaldata di circa 35°C (ad esempio, da –10° a +25°C), un tenore di inquinanti pari rispettivamente a: CO_2 = 1300 (5000) ppm; CO = 10 (50) ppm; aldeide CH_2O = 2 (5) ppm; NO_x = tracce (5); fuliggine assente (fra parentesi sono indicati i valori internazionalmente ammessi ai fini igienici per permanenze di otto ore giornaliere in ambiente).

Per mantenere gli inquinanti sotto i suddetti valori ammissibili, i riscaldatori diretti non possono ovviamente operare ricircolando l'aria ambiente; così pure è sconsigliabile il loro impiego quando la portata di aria da immettere sia inferiore ad un volume/ora, in quanto le basse velocità in ambiente potrebbero consentire accumuli localizzati di CO_2.

I riscaldatori diretti presentano inoltre i seguenti vantaggi:

- il rendimento è praticamente pari all'unità perché non vi sono "perdite al camino" conseguenti alla espulsione nell'atmosfera di fumi caldi; la temperatura superficiale dell'apparecchio è di poco superiore a quella ambiente e quindi le dispersioni per convezione e per irraggiamento sono limitatissime, anche in caso di installazione all'aperto;
- la velocità ottimale con cui l'aria fluisce attraverso tali riscaldatori è di circa 25 m/s, cioè superiore a quella normalmente adottata nei condotti di distribuzione: quindi l'ingombro trasversale ed il peso sono molto limitati, soprattutto se confrontati con quelli dei riscaldatori in tubi alettati percorsi da acqua surriscaldata o da vapore, che ammettono velocità di attraversamento di soli 2÷3 m/s;
- non esiste limite superiore di potenzialità, salvo quello imposto dall'ingombro del complesso generatore di calore – ventilatore;
- il tempo di passaggio da fermo a pieno carico è, anche per le unità maggiori, determinato dal tempo di apertura della valvola di regolazione della portata del gas, cioè di soli 3÷10 secondi.

I vantaggi suddetti rendono questi generatori adatti per realizzare i "veli d'aria calda" in corrispondenza dei portoni, al fine di evitare l'afflusso di aria fredda nei locali all'atto dell'apertura dei portoni stessi (fig. 13.37.a).

Per contro, questi generatori presentano l'inconveniente di essere rigidamente vincolati all'impiego di combustibile gassoso (senza zolfo).

Dati caratteristici fondamentali dei generatori di calore

Per definire tecnicamente un generatore di calore occorre preventivamente individuare con precisione i seguenti parametri (fig. 43.14).

1) Transfer adottato: tipo, caratteristiche chimico-fisiche, temperature d'ingresso e di uscita nelle varie condizioni di funzionamento (carico nominale, massimo continuo, minimo), pressione di progetto e di esercizio, pressione differenziale ammissibile nel generatore.

Fig. 43.14 – Parametri fondamentali che caratterizzano un generatore di calore.

Frequentemente, le temperature di ingresso e/o di uscita del transfer (v. § 43.5) sono vincolate non solo dalle proprietà del transfer stesso, ma anche da problemi di conservazione del generatore; in particolare, una troppo bassa temperatura all'ingresso può provocare un raffreddamento dei fumi sotto la temperatura di condensazione del vapore acqueo presente nei fumi stessi, con formazione di soluzioni acide, a base di composti di zolfo e cloro, e conseguenti corrosioni delle parti metalliche del generatore.

A temperature molto elevate (oltre 500°C) i materiali perdono gran parte della loro resistenza meccanica e possono manifestarsi, anche in acciai fortemente legati, danni per "corrosione intercristallina", ad esempio ad opera del vanadio, presente in molti combustibili liquidi.

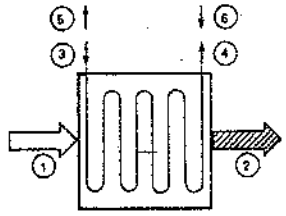
2) Potenza termica erogabile a carico massimo continuo ed al carico di massimo rendimento. Per i generatori adatti al funzionamento con modulazione continua o a gradini della potenza è importante definire anche la potenza minima erogabile in razionali condizioni di esercizio e, ove esista la regolazione automatica, senza che la stessa debba essere esclusa.

3) Dati relativi a: ingombro, peso, fabbisogno servomezzi, livello sonoro, caratteristiche della località di installazione, emissione di inquinanti, informazioni per l'espletamento degli adempimenti legali.

4) Apparecchiature ausiliarie, di sicurezza e di regolazione.

5) Il tipo di combustibile (nel caso dei generatori funzionanti con combustibili) ed il campo di variabilità delle sue caratteristiche chimico-fisiche, nonché la presenza di sostanze dalle quali possano derivare problemi di inquinamento dell'atmosfera o del suolo o di aggressività al generatore.

Per i combustibili di recupero, quali possono essere determinati sottoprodotti di cicli produttivi industriali e certi rifiuti solidi o melmosi, è spesso necessaria una preventiva sperimentazione.



1. Gas caldi - 2. Gas raffreddati - 3. Ingresso transfer con funzionamento in equicorrente - 4. Uscita transfer con funzionamento in equicorrente - 5. Uscita transfer con funzionamento in controcorrente - 6. Ingresso transfer con funzionamento in controcorrente.

Fig. 43.15 – Generatore a recupero di calore.

I generatori operanti con calore di recupero sono privi della parte in cui avviene la combustione e sono di fatto scambiatori di calore (fig. 43.15); per definirne le caratteristiche tecniche, occorre conoscere con precisione il transfer adduttore del calore (proprietà chimico-fisiche; portata; temperature di ingresso e di uscita; concentrazione, granulometria ed altre caratteristiche di eventuali polveri trascinate; pressione e perdita di pressione ammissibile).

La fig. 43.16 consente di individuare approssimativamente i campi di applicazione dei generatori di più frequente impiego.

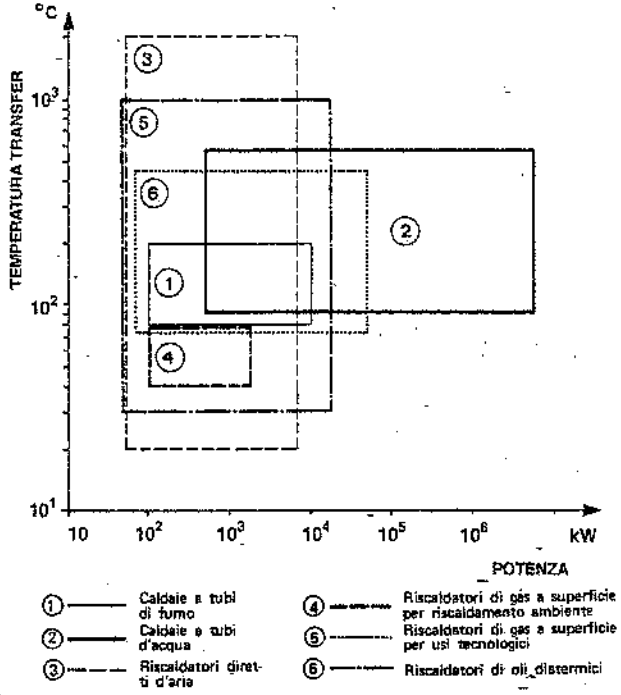


Fig. 43.16 – Campi di applicazione dei generatori di calore.

43.5. TRANSFER

Con il termine *transfer* si indica un fluido che, attraverso variazioni della sua energia interna specifica dovute a cambiamenti di temperatura e/o di stato fisico, consente di trasportare energia termica dal generatore all'utenza.

Ogni tipo di utenza è caratterizzato da un intervallo di temperature nell'ambito del quale si ottiene il minimo costo gestionale del processo.

Tale gamma di valori della temperatura può essere soddisfatta da uno o più transfer: in base all'esperienza, il tecnico sceglie il transfer più adatto, tenendo conto di tutti i fattori in gioco, ivi compresa l'eventuale presenza di più processi che richiedano intervalli di temperatura diversi e che quindi possano essere alimentati "in cascata" con un miglior sfruttamento dell'energia disponibile.

Gli elementi essenziali atti a definire un transfer sono:

a) rendimento di trasmissione elevato: tale rendimento è definito dal rapporto fra il calore ceduto all'utilizzatore ed il calore ricevuto dal generatore (fig. 43.17); esso non è esclusivamente funzione delle caratteristiche fisiche del transfer, ma è in genere influenzato dal ciclo termico adottato e dalle caratteristiche costruttive dell'intero impianto termico;
b) costo totale del transfer, inteso come somma del suo costo iniziale più il costo di mantenimento nelle condizioni necessarie per il corretto impiego;
c) costo del trasporto del calore dal generatore alle utenze, inteso come somma dei costi dell'energia necessaria per la movimentazione del transfer e dell'energia termica persa in tale trasporto;
d) caratteristiche chimico-fisiche del transfer (aggressività verso i materiali, viscosità, coefficiente di scambio termico, calore di evaporazione, diagramma temperatura/pressione di ebollizione, temperatura limite di impiego, ecc.): tali caratteristiche determinano il tipo di apparecchiature da adottare per l'impianto;
e) pericolosità di impiego;
f) quantità di calore accumulato nell'impianto a seguito del passaggio dalla temperatura ambiente alle condizioni di esercizio.

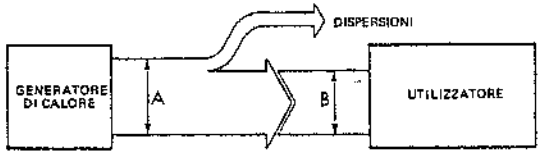


Fig. 43.17 – Visualizzazione del rendimento (=B:A) di un trasferimento di calore.

Come già detto in precedenza a proposito dei generatori di calore a transfer gassoso, i valori tipici dei coefficienti di scambio liminare transfer-metallo variano nel campo 17 – 2300 – 11.600 W/m^2·°C (≈ 15 – 2000 – 10.000 kcal/h·m^2·°C) a seconda che il transfer sia un gas, un liquido o un vapore condensante: pertanto, a parità di potenza, ma al variare del transfer, cambia notevolmente la superficie di scambio necessaria.

I transfer più utilizzati in pratica sono i seguenti:

1) **Acqua calda o surriscaldata** (fig. 43.18).

I termini di acqua calda (a.c.) e acqua surriscaldata (A.S.) diversificano convenzionalmente l'acqua a seconda che la sua temperatura massima di utilizzazione nell'impianto sia rispettivamente inferiore o superiore a quella di ebollizione alla pressione atmosferica locale.

Nei circuiti ad a.c. e A.S. il calore è convogliato sfruttando il raffreddamento dell'acqua in fase liquida nell'utilizzatore, senza cambiamento di stato. La differenza di temperatura tra l'acqua entrante nell'utenza e quella uscente dalla stessa può variare da 10° a 80°C.

L'acqua è un fluido relativamente poco costoso in confronto ad altri transfer liquidi, in quanto l'impiego richiede solo un trattamento chimico (tanto più spinto e quindi più oneroso quanto maggiore è la temperatura massima raggiunta nel ciclo).

Si può contenere il deterioramento dell'impianto con trattamenti poco costosi, atti a mantenere le necessarie caratteristiche chimico-fisiche dell'acqua.

La pericolosità è esclusivamente funzione dell'energia accumulata e quindi della temperatura di lavoro.

Le temperature estreme di normale impiego sono:

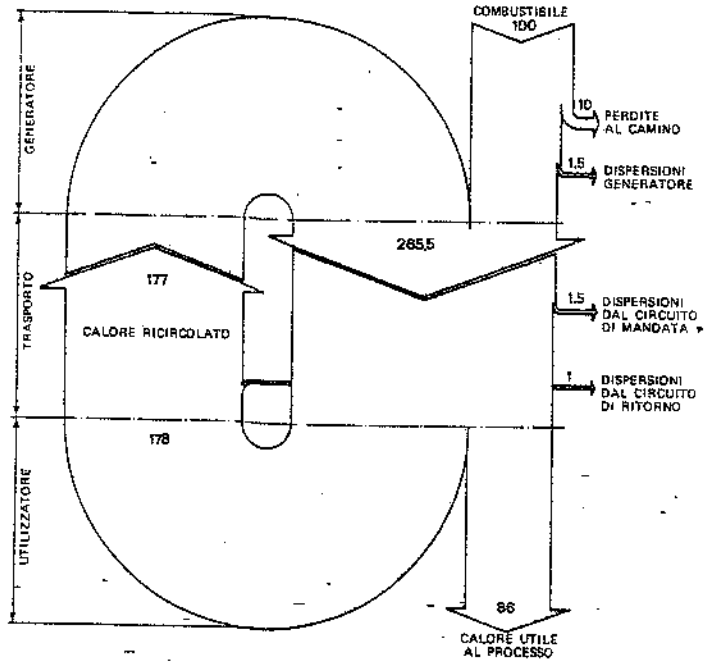


Fig. 43.18 – Flussi di calore con transfer acqua surriscaldata nel salto di temperatura 150°C in mandata e 100°C in ritorno. Le potenze termiche sono approssimativamente proporzionali alla larghezza grafica dei flussi. I numeri indicano l'entità dei vari flussi termici (posto pari a 100 il calore fornito sotto forma di combustibile).

- superiore a +2°÷+3°C per evitare congelamenti; con l'additivazione di opportuni anticongelanti l'acqua può operare correttamente sino a –5°C; sotto questa temperatura la percentuale di anticongelante risulta così elevata (superiore al 10÷15%) da influenzare considerevolmente il dimensionamento dell'impianto;
- inferiore a 180°C, perché oltre questa temperatura il costo dell'impianto e la pericolosità di esercizio crescono più che linearmente rispetto alla temperatura.

2) **Vapore d'acqua saturo o surriscaldato** (fig. 43.19)

Con tale transfer il calore è trasportato sfruttando nell'apparecchio utilizzatore prevalentemente il calore di condensazione del vapore; il calore trasportato è di 2500÷1700 kJ/kg ovvero 600÷400 kcal/kg.

Con il transfer vapore il costo di trasporto del calore è inferiore a quello dei transfer liquidi (a.c., A.S., oli diatermici) perché il calore trasportato per unità di massa è da 10 a 50 volte maggiore. Peraltro, il sistema di trasporto è più complesso rispetto a quello che impiega transfer liquidi, perché:

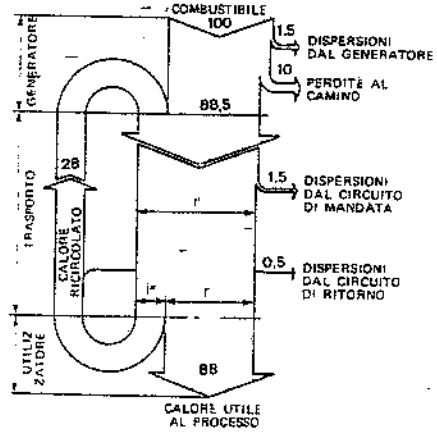


Fig. 43.19 – Flussi di calore (posto pari a 100 il calore fornito sotto forma di combustibile) in un circuito che utilizza come transfer vapore d'acqua saturo a 6 bar senza raffreddamento della condensa.

- occorre rapidamente allontanare dalla tubazione del vapore sia il liquido condensato sia i gas incondensabili; ciò è particolarmente difficile in fase di avviamento, quando liquido e gas sono presenti in quantità elevata;
- durante le fermate, la pressione interna dell'impianto scende a valori inferiori alla pressione atmosferica e quindi si ha entrata di aria. Tutti i componenti di questa devono essere espulsi perché riducono lo scambio termico; inoltre, l'O_2 e la CO_2 sono nocivi perché, sciogliendosi nella fase liquida, rendono questa aggressiva per le tubazioni e gli apparecchi, soprattutto per le parti costruite in acciaio al carbonio;
- il rendimento di trasmissione del calore ottenibile con il vapore non è sensibilmente inferiore a quello dell'A.S. purché siano rispettate alcune condizioni e cioè:
  - gli scaricatori di condensa ricevano adeguate e frequenti manutenzioni, atte a mantenerli in condizione di lasciar defluire la condensa (= transfer sfruttato) intercettando il vapore (= transfer da sfruttare): una fuga di vapore attraverso uno scaricatore causa inconvenienti e difficoltà di corretto funzionamento perché, in tale caso, l'impianto opera in condizioni diverse da quelle previste nel ciclo termico di progetto, con inevitabili diminuzioni del rendimento;
  - il volume destinato al vapore non venga occupato, come già si è detto, dall'aria introdottasi durante le fermate, la quale abbasserebbe i coefficienti di scambio.

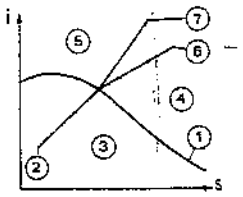
Gli scaricatori d'aria pongono problemi manutentivi analoghi, anche se di minore onerosità, a quelli degli scaricatori di condensa.

Il vapore d'acqua può, come è noto, essere saturo o surriscaldato. Quest'ultimo è generalmente utilizzato solo nelle motrici termiche ed è quindi di limitato interesse per gli impianti industriali.

Si ricorda che la temperatura e la pressione del vapore saturo sono legate biunivocamente secondo le curve del vapore saturo del diagramma i/S di Mollier per l'acqua (fig. 43.20): ad esempio, 1 bar-a = 100°C (14).

Poiché ogni processo richiede una determinata temperatura, la pressione del vapore saturo da impiegare deriva di conseguenza.

L'adozione di temperature superiori a 250°C comporta pressioni superiori a 40 bar-a e quindi costi di apparecchiature molto elevati: è pertanto eccezionale l'impiego di vapore saturo quale transfer per temperature oltre i 250°C.



1. Curva limite - 2. Isobara-isoterma - 3. Zona del vapore umido - 4. Zona del vapore surriscaldato - 5. Zona del gas - 6. Isoterma - 7. Isobara.

Fig. 43.20 – Diagramma i/S (entalpia/entropia) o di Mollier per l'acqua. Stralcio relativo alla zona di più frequente uso tecnico.

La pericolosità del transfer in esame è funzione dell'energia accumulata in tutto il fluido presente nel sistema, cioè è funzione sia della temperatura del transfer sia della massa complessiva. La pericolosità di un circuito vapore è pertanto:

- superiore a quella di un circuito ad a.c. (che può causare danni a persone solo per ustioni);
- inferiore a quella di un circuito ad A.S. di pari potenza e di pari livello termico.

Inoltre, il vapore può presentare pericolosità per rottura delle tubazioni dovuta a fenomeni impulsivi di origine termica (improvviso spostamento a velocità elevata di masse di liquido non evacuate dalle tubazioni del vapore, deflusso di "bolle" di vapore nelle tubazioni della condensa, ecc.), generalmente più violenti e frequenti di quelli che si manifestano in un circuito ad A.S. correttamente progettato ed esercito.

3) Fluidi diatermici (fig. 43.21)

Il fluidi diatermici presentano, rispetto al vapore ed all'A.S., il vantaggio di consentire il raggiungimento di temperature anche molto elevate (ad esempio, 300°C) senza richiedere pressioni superiori a quella atmosferica e quindi con pericolosità e costo di apparecchiature notevolmente inferiori.

Per contro, il costo dei fluidi diatermici è da 5 a 20 volte superiore a quello dell'acqua, anche se trattata per l'impiego alle massime temperature.

I fluidi diatermici più frequentemente impiegati sono i seguenti:

a) oli minerali derivati dal petrolio utilizzabili fino a 300°÷350°C;
b) miscele di composti organici clorurati o silicati, olio di antracene, siliconi, idrocarburi perfluorati, taluni impiegabili, in fase di vapore, sino a 430°C;
c) eutettico difenile (26,5%) + ossido di difenile (73,5%), noto come *Dowtherm* che, in fase di vapore, può sfiorare i 400°C;
d) miscele di nitriti e nitrati di Na e di K, nonché il mercurio: consentono di superare i 650°C, pur con varie limitazioni di impiego (costo, tossicità, aggressività, ecc.).

Le caratteristiche fisiche dei fluidi diatermici differiscono notevolmente ma, in prima approssimazione, si possono assumere – nel campo 20°÷300°C – i seguenti valori:

(14) Nel campo 1÷80 bar-a, la formula empirica $t_e = 100\sqrt[4]{p}$ consente di ottenere la temperatura t_e(°C) di condensazione del vapore d'acqua alla pressione corrispondente p in bar-a, con un errore non superiore allo 0,5% nel campo 13÷28 bar-a ed all'1% nei campi 3÷13 e 28÷45 bar-a.

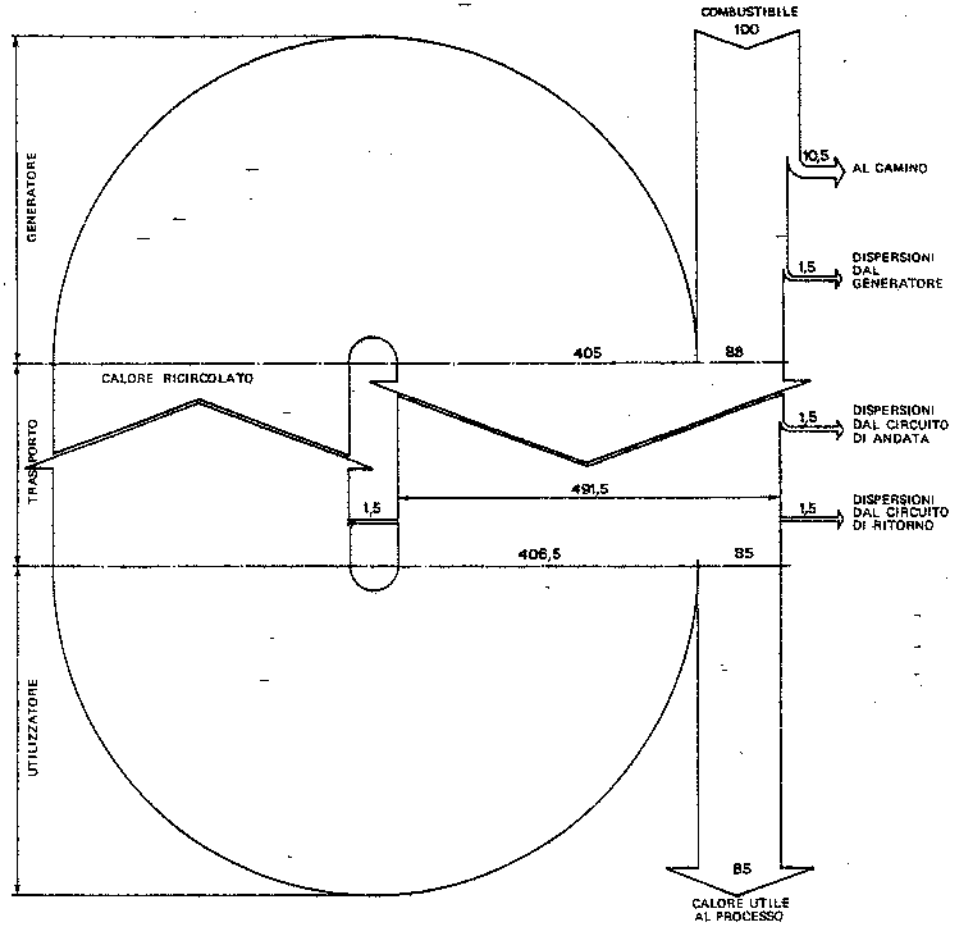


Fig. 43.21 – Flussi di calore in un circuito che utilizza, come transfer, Dowtherm nel salto di temperatura 350°C in mandata e 300°C in ritorno. Il criterio seguito nella rappresentazione è analogo alle figg. 43.18 e 43.19.

- viscosità: 5°÷0,5°E;
- massa volumica: 850÷650 kg/m³;
- calore specifico 2÷3 kJ/kg·°C ovvero 0,45÷0,70 kcal/kg·°C.

L'attuale normativa ISPESL commisura la pericolosità di un fluido con la differenza fra l'energia contenuta nello stesso in condizioni di lavoro (cioè a determinati valori della temperatura e della pressione) e quella contenuta in condizioni di ebollizione a pressione atmosferica. In base a tale criterio, i fluidi diatermici hanno una pericolosità nulla o molto bassa, dato che – come si è detto – operano generalmente a pressione atmosferica o poco superiore. In impianti dotati delle prescritte apparec-

chiature di sicurezza e regolazione ne è pertanto consentito l'uso senza la presenza continua del fuochista patentato, prescritta invece per gli impianti ad A.S. o a vapore.

Ne consegue che possono risultare gestionalmente convenienti impianti a fluido diatermico, che pure richiedono un maggior investimento e talvolta hanno anche un rendimento inferiore di quelli ad acqua, in quanto essi non comportano l'onere della presenza continua del fuochista patentato: tale vantaggio risulta particolarmente favorevole quando si debbano raggiungere temperature superiori a 180°÷250°C con potenzialità piccole e medie, inferiori rispettivamente a 2÷10 MW (≈2÷10 Gcal/h).

Gli impianti a fluido diatermico devono essere progettati in modo da evitare, in qualunque condizione di esercizio, perdite del fluido e degradazione dello stesso per eccessiva temperatura nel riscaldatore (fig. 43.9.b). Le elevate temperature in gioco impongono accorgimenti normalmente adottati solo nei grandi impianti (ad esempio, nelle centrali termoelettriche): le tubazioni vanno progettate tenendo conto delle dilatazioni termiche, che possono superare 3mm/m nel passaggio dalla temperatura ambiente a quella di esercizio; la coibentazione termica deve essere realizzata con materiali e spessori adatti, in modo che ne sia conservata nel tempo l'integrità su tutte le superfici calde.

4) Transfer gassosi

L'impiego di transfer gassosi è molto esteso e copre i campi di utilizzo più disparati: dall'aria per il riscaldamento degli ambienti, alla CO_2 sfruttata in alcuni reattori nucleari, all'elio con cui si ottiene la "superconduzione" elettrica a temperature di 0,5÷6 K (–272,5°÷ –267°C).

Com'è ovvio, i gas operano senza cambiamenti di stato fisico, ma esclusivamente riscaldandosi nel generatore e raffreddandosi nell'utenza (o viceversa, quando si debba sottrarre calore anziché fornirlo).

Rispetto ai transfer in fase liquida o di vapore, i gas hanno il vantaggio di essere utilizzabili in molti processi tecnologici, in quanto sono compatibili con un maggior numero di materiali.

Caratteristiche negative dei gas:

- il basso *calore specifico*: per esempio, 1,3 kJ/kg·°C (0,31 kcal/kg·°C) per l'aria a temperatura ambiente contro 4,2 kJ/kg·°C (1 kcal/kg·°C) per l'acqua liquida a temperatura ambiente, ovvero, tenendo conto dei rispettivi pesi specifici, 1kJ/m³·°C (0,24 kcal/m³·°C) per l'aria e 4.200 kJ/m³·°C (1000 kcal/m³·°C) per l'acqua;
- il basso *coefficiente di trasmissione liminare*: per esempio, 16W/m²·°C (14 kcal/h·m²·°C) per l'aria a 4m/s; 3.500 W/m²·°C (3000 kcal/h·m²·°C) per l'acqua liquida a 2,25 m/s; 11.600 W/m²·°C (10.000 kcal/h·m²·°C) per l'acqua in cambiamento di stato.

Queste caratteristiche impongono la movimentazione di grandi volumi di gas e l'adozione di estese superfici di scambio. Per contro, i transfer gassosi sono quasi esclusivamente impiegati a pressioni prossime a quella atmosferica (ordine di grandezza da –2 a +50 kPa ovvero da –200 a +5.000 mm H_2O) e richiedono quindi apparecchiature di costo contenuto.

Le grandi dimensioni dei condotti comportano rilevanti dispersioni di calore; pertanto, i gas non sono utilizzati come transfer su distanze superiori a poche decine di metri, fatta eccezione per i grandi impianti.

Particolari precauzioni devono essere adottate quando il transfer è costituito da gas con un elevato tenore di sostanze solide sospese oppure di inquinanti. Le sostanze solide possono essere costituite da polveri inerti, igroscopiche, fusibili (a temperatura prossima a quella di esercizio del processo), abrasive, combustibili: in merito, si ricorda che molte polveri, anche se provenienti da materiali non combustibili in condizioni d'ambiente normali, possono diventare esplosive in determinate condizioni, soprattutto se la loro granulometria è molto fine.

Il diagramma di fig. 43.22 fornisce una sintesi approssimativa dei campi di applicazione dei transfer più comuni.

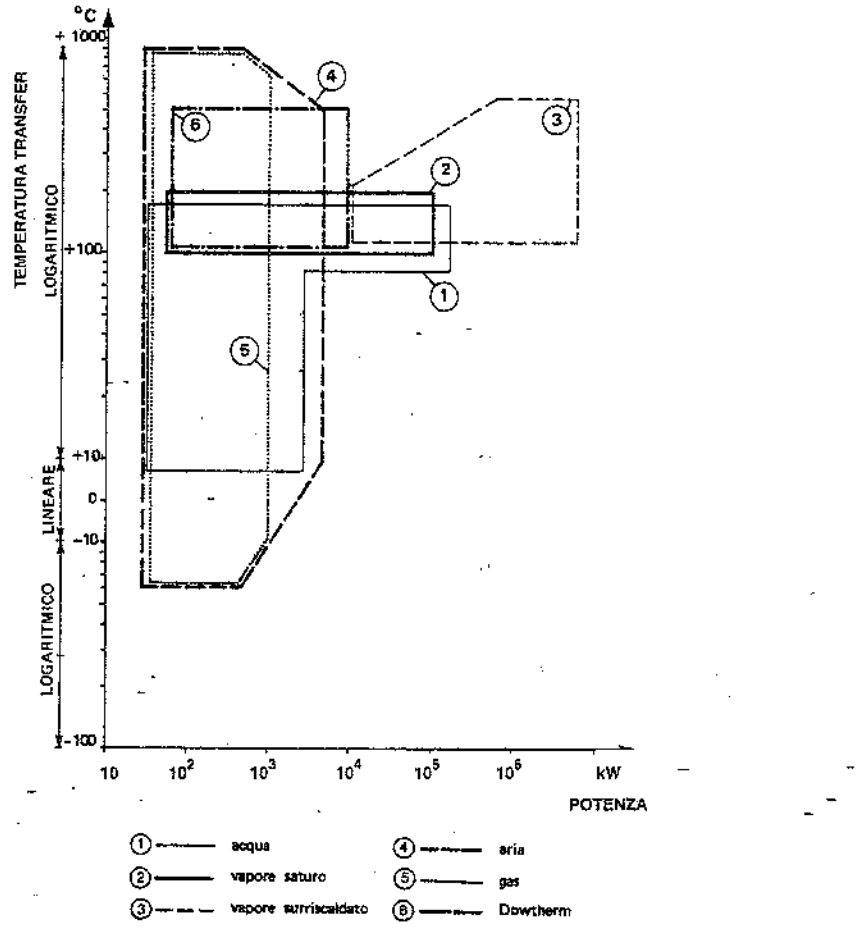


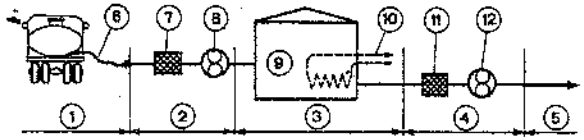
Fig. 43.22 – Campi di applicazione di alcuni transfer (le potenze sono relative ad una unità).

43.6. IMPIANTI PER IL COMBUSTIBILE

Poiché i combustibili liquidi e gassosi sono fra i più usati in Italia, si farà particolare riferimento a questi, accennando solo brevemente alla problematica relativa all'impiego dei combustibili solidi.

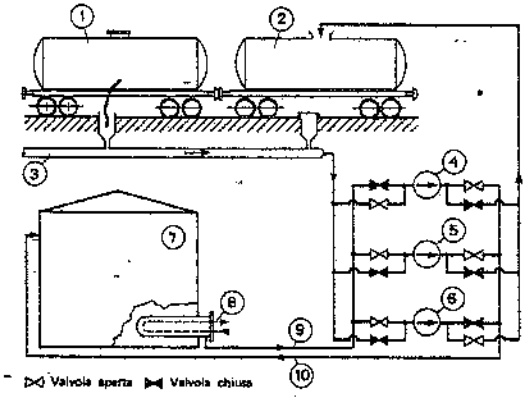
La necessità di impianti di scarico e di deposito è ovviamente limitata ai combustibili liquidi e solidi. In fig. 43.23 è riportato lo schema di principio di tali impianti: essi comprendono i componenti essenziali di seguito indicati (v. anche capitolo 39 § 7).

Anzitutto, le tubazioni flessibili di raccordo fra i veicoli (autobotti o carri-cisterna) ed il collettore di aspirazione della centralina di travaso dell'olio: tali tubazioni hanno generalmente un diametro di 70÷100 mm; devono resistere all'azione solvente dei combustibili ed all'abrasione sul lato esterno; sono rinforzate con elementi metallici, soprattutto per resistere al "collasso" quando la pompa di scarico effettua una aspirazione che può giungere a 0,3bar-a. Nei grandi impianti occorre scaricare contemporaneamente più veicoli. La presenza di numerosi tubi flessibili in parallelo sull'aspirazione delle pompe può causare inconvenienti (in particolare, aspirazione di aria dal veicolo vuotatosi per primo con conseguente riduzione dell'efficienza di aspirazione delle pompe). Si preferisce allora installare una tubazione di grande diametro nella quale i veicoli travasano per gravità: l'operazione diventa più lunga, ma risulta comunque vantaggiosa perché permette di scaricare contemporaneamente più veicoli (fig. 43.24). Quando l'olio contenuto in un veicolo risulta freddo e quindi troppo viscoso, può essere riscaldato a mezzo di vapore saturo a bassa pressione immesso con un tubo forato nella massa del combustibile: in tal modo si facilita lo scarico. Tale



1. Scarico da veicolo - 2. Centralina di scarico - 3. Deposito - 4. Centralina di travaso - 5. All'impianto utilizzatore - 6. Manichetta flessibile - 7. Filtro di scarico - 8. Pompa di scarico - 9. Serbatoio di deposito - 10. Riscaldamento del serbatoio - 11. Filtro di travaso - 12. Pompa di travaso.

Fig. 43.23 – Schema di principio di un impianto per lo scarico di combustibile liquido.



1. Veicolo in scarico - 2. Veicolo in riempimento - 3. Collettore di scarico a gravità - 4. Pompa funzionante in scarico - 5. Pompa funzionante in ricircolo - 6. Pompa funzionante in svuotamento - 7. Serbatoio - 8. Riscaldatore di bocca - 9. Tubazione di prelievo - 10. Tubazione di riempimento.

Fig. 43.24 – Schema dei collegamenti di un grande impianto di deposito olio combustibile.

sistema di riscaldamento, oltre a comportare un dispendio di acqua depurata e di calore, introduce nel serbatoio di deposito 1kg circa di acqua ogni 20÷30 kg di olio riscaldato, riducendo la quantità di olio accumulato, aumentando il pericolo di corrosione delle parti metalliche e provocando talora difficoltà di combustione.

Le tubazioni fisse per lo scarico del combustibile devono avere:

- sezioni adeguate per non causare perdite di carico eccessive anche con viscosità elevate;
- sistemazioni atte a non intralciare le varie operazioni;
- pendenze e spurghi che consentano lo svuotamento completo, per evitare incendi del combustibile non spurgato durante eventuali lavori manutentivi con ossitaglio e/o saldatura.

Per ridurre al minimo i tempi di manovra, il valvolame è generalmente costituito da rubinetti a maschio o da valvole a sfera (sfera cromata con tenute in teflon); tali valvole presentano una luce di passaggio uguale a quella del tubo, per cui provocano minime perdite di carico localizzate.

I filtri (fig. 39.30) installati sulla tubazione di aspirazione delle pompe devono essere ampiamente dimensionati al fine di contenere le perdite di carico e offrire una certa capacità per l'accumulo dei materiali trattenuti. Per agevolare le operazioni di pulizia, si impiegano filtri a chiusura rapida con cestelli facilmente sostituibili.

Sovente, apposite tubazioni consentono di travasare il combustibile da un serbatoio a un altro (utilizzando le pompe di scarico) e di ripompare il liquido dentro autobotti o carri cisterna, al fine di consentire la manutenzione o la pulizia dei serbatoi (fig. 43.24).

Negli impianti piccoli e medi, tali cioè da non giustificare una persona addetta esclusivamente al servizio combustibile, è opportuno ubicare la zona di stazionamento dei veicoli in fase di scarico presso la centrale termica e la centralina pompe all'interno della centrale stessa: si riducono così al minimo i tempi di trasferimento del personale.

Le pompe di scarico del combustibile devono vincere le perdite di pressione del circuito di scarico (tanto più elevate quanto più la temperatura del combustibile è inferiore a quella economica di pompaggio), nonché il battente geodetico che, nel caso di grandi serbatoi, può raggiungere 15÷20 m. Adatte allo scopo sono le pompe volumetriche a ingranaggi o rotative a disco cavo (v. capitolo 39 § 7), caratterizzate da elevati rendimenti anche con basse pressioni (0,5 bar-a) alle bocche aspiranti.

Le pompe di serie forniscono generalmente prevalenze di 6÷10 bar.

I depositi di piccola capacità (15) sono generalmente dotati di 2–3 pompe aventi ciascuna una portata di almeno 20 m³/h, in modo che sia possibile scaricare un autotreno o un carro-cisterna in circa mezz'ora, operando con due pompe in parallelo.

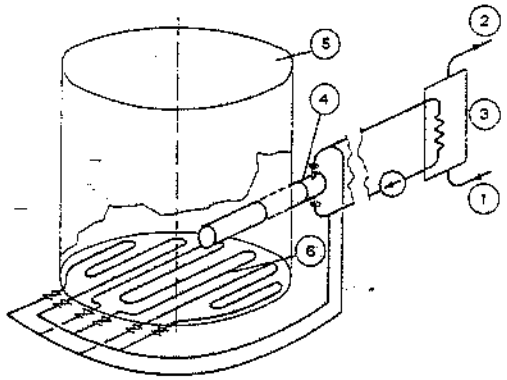
Per depositi medi, dotati di due o tre posti di scarico, è opportuno installare pompe da circa 40 m³/h: il maggior costo rispetto a portate inferiori (10÷25 m³/h) è largamente compensato dalla riduzione dei tempi di sosta dei veicoli e dal minor tempo di impegno del personale.

I serbatoi destinati a contenere olio combustibile avente viscosità di 3°÷5°E (fluido) e oltre 7°E (denso) sono dotati di un sistema di riscaldamento avente come fluido

(15) È opportuno che la capacità dei serbatoi per centrali termiche industriali assicuri una autonomia di almeno un mese nel periodo invernale.

riscaldante vapore, acqua surriscaldata o acqua calda (T6). Tale sistema di riscaldamento è essenzialmente costituito da (fig. 43.25):

- un complesso di *serpentini* posti sul fondo di ogni serbatoio, avente lo scopo di mantenere l'intera massa di olio alla temperatura di circa 20°C;
- un riscaldatore (chiamato *di bocca*) atto a riscaldare sino a 30°÷60°C l'olio prelevato dal serbatoio;
- una centralina per la produzione e la circolazione del fluido riscaldante nei serpentini e nel riscaldatore di bocca.



1. Arrivo transfer primario - 2. Ritorno transfer primario - 3. Scambiatore di calore tra i transfer primario e secondario (v. anche fig. 43.26) - 4. Riscaldatore di bocca - 5. Serbatoio di stoccaggio - 6. Serpentini riscaldatori.

Fig. 43.25 – Sistemi di riscaldamento di un serbatoio di stoccaggio di olio combustibile.

È consigliabile utilizzare il transfer primario della centrale termica quale fonte di calore per il riscaldamento dei serbatoi di olio combustibile in quanto un'avaria alle superfici di scambio (serpentini) potrebbe causare un travaso di combustibile nel circuito del transfer primario, inquinandolo.

Risulta quindi opportuno impiegare sempre un transfer secondario, generalmente acqua calda nel salto 85°–70°C, ottenuta per scambio termico a superficie dal transfer primario nella suddetta centralina. Il costo di una centralina di produzione del transfer secondario ad uso esclusivo del riscaldamento del combustibile è inferiore a quello dei danni conseguenti ad un possibile inquinamento del transfer primario.

Tale centralina è realizzabile secondo lo schema di principio di fig. 43.26. Si noti la presenza di un riscaldatore elettrico in parallelo a quello alimentato dal transfer primario. Tale riscaldatore elettrico è indispensabile sia per gli avviamenti dell'impianto sia durante i periodi di interruzione dell'esercizio della centrale termica, cioè quando manca il transfer primario.

La potenza termica della centralina deve compensare le dispersioni di calore di tubazioni e serbatoi del combustibile, nonché il calore necessario per riscaldare il combustibile prelevato dal serbatoio.

La potenza dell'eventuale sistema di riscaldamento elettrico è elevata, ma la stessa è assorbita solo quando la centrale termica è inattiva o è in fase di avviamento.

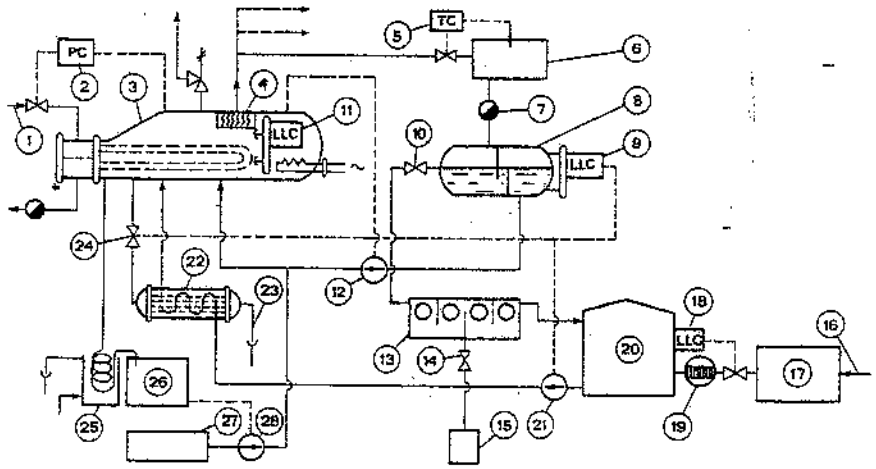
La regolazione del calore ceduto dai serpentini viene effettuata con valvola termoregolatrice, tarata a circa 20°C, il cui elemento sensibile è inserito nel fasciame, poco sopra ai serpentini: in tal modo, si mantiene il serbatoio in condizioni di buona funzionalità con minimo consumo di calore.

Il riscaldamento alla temperatura economica di pompaggio (30°÷60°C a seconda della viscosità) del solo liquido aspirato è ottenuto, come detto, per mezzo del riscaldatore di bocca (fig. 43.27), generalmente costituito da un fascio tubiero a U racchiuso in un fasciame che lo separa dall'interno del serbatoio.

L'elemento sensibile della valvola regolatrice di temperatura relativa al riscaldatore di bocca deve essere inserito nel corpo del riscaldatore e non sulla tubazione di prelievo, al fine di evitare che la valvola regolatrice continui a permettere il flusso di fluido riscaldante nel riscaldatore, anche quando la portata di olio aspirata è nulla.

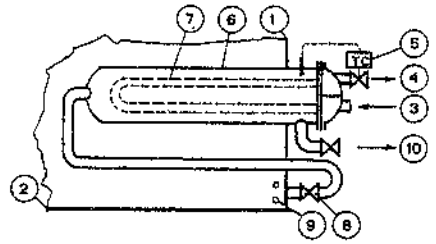
I consumi di combustibile possono essere rilevati a breve ed a lungo termine (rilievi giornalieri, settimana-

(16) I serbatoi con capacità inferiore a 20 m³ possono essere dotati di sole resistenze elettriche.



1. Arrivo transfer primario (vapore o A.S.) - 2. Regolatore di pressione del transfer secondario (Pressure Controller) - 3. Evaporatore a superficie o trasformatore di vapore - 4. Separatore di gocce - 5. Regolatore di temperatura di una utenza - 6. Utenza (riscaldatore di bocca, serpentino, ecc.) - 7. Scaricatore di condensa - 8. Serbatoio di raccolta condense con setti per la separazione di eventuali afflussi di olio combustibile - 9. Regolatore di livello (Liquid Level Controller) per l'integrazione delle perdite - 10. Valvola di spurgo continuo superficiale per asportare l'olio eventualmente presente - 11. Regolatore di livello per l'alimentazione dell'evaporatore - 12. Pompa di alimentazione dell'evaporatore - 13. Serbatoio di controllo ottico della presenza di olio nello spurgo continuo di 8, completo di setti separatori e di oblò retroilluminati - 14. Valvola manuale di scarico olio - 15. Raccolta olio combustibile separato dal transfer secondario - 16. Arrivo acqua grezza - 17. Depuratore acqua - 18. Regolatore di livello - 19. Contatore acqua di integrazione - 20. Serbatoio acqua depurata - 21. Pompa di integrazione del circuito transfer secondario - 22. Preriscaldatore dell'acqua di integrazione e raffreddatore degli spurghi - 23. Spurgo per deconcentrazione del circuito secondario - 24. Valvola di deconcentrazione (aperta quando si integra l'evaporatore) - 25. Refrigerante dei campioni di acqua prelevati nell'evaporatore - 26. Analizzatore acqua dell'evaporatore - 27. Serbatoio additivi - 28. Pompa additivi.

Fig. 43.26 – Schema di impianto di produzione del transfer secondario (vapore) per il riscaldo del circuito combustibile liquido.



1. Fasciame del serbatoio di stoccaggio - 2. Fondo del serbatoio - 3. Arrivo acqua surriscaldata (transfer secondario) - 4. Ritorno acqua surriscaldata (transfer secondario): quando il transfer secondario è vapore, 3 e 4 si invertono - 5. Regolatore di temperatura dell'olio combustibile prelevato - 6. Fasciame del riscaldatore di bocca - 7. Fascio tubiero del riscaldatore di bocca - 8. Valvola di intercettazione del prelievo dal serbatoio - 9. Serpentino antigelo - 10. Prelievo olio riscaldato.

Fig. 43.27 – Riscaldatore di bocca.

li, semestrali o annuali). I primi sono effettuati mediante contatori, generalmente del tipo volumetrico; le variazioni di densità del combustibile in funzione della temperatura di misura incidono sull'errore globale più dell'errore strumentale del contatore. È possibile ottenere una buona correzione inserendo un integratore compensato in funzione della temperatura, ma il costo è elevato e non sempre giustificato.

I consumi a lungo termine sono deducibili dai documenti di pesatura e dal rilevamento della giacenza in serbatoio. Per ottenere un rilevamento più preciso occorre tenere conto della eventuale presenza di acqua, nonché della densità del liquido (da determinare a mezzo densimetro su campioni prelevati, con apposito attrezzo, a diverse altezze nel serbatoio e apportando le necessarie correzioni di temperatura).

Il rilevamento rapido del peso di combustibile in serbatoio, indipendentemente da misure di temperatura e di densità, può essere ottenuto con il *pneumarcatore* (fig. 43.28).

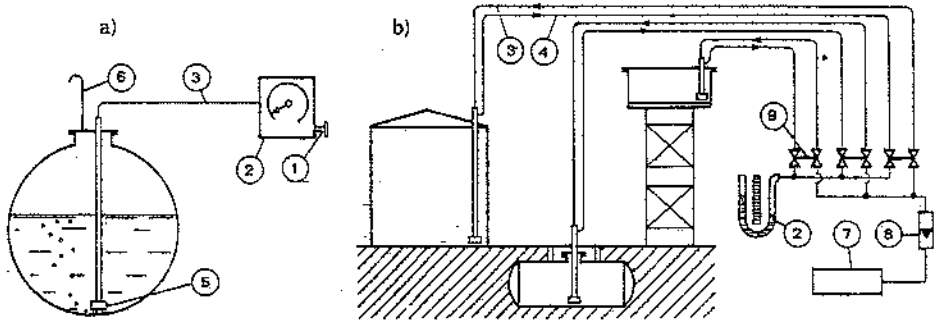
La misura a distanza del livello in serbatoi contenenti liquidi, può essere effettuata in diversi modi:

- teletrasmettendo (in genere elettricamente) la posizione di un galleggiante;
- riportando (elettricamente o pneumaticamente) la pressione presente alla base del serbatoio misurata con un trasmettitore;
- equilibrando la pressione della colonna di liquido (altezza x densità) con quella di aria fatta gorgogliare da una campana posta presso il fondo del serbatoio.

Quest'ultimo sistema è economico, antideflagrante, adatto per serbatoi dotati di sfiato nell'atmosfera.

La precisione di misura (della pressione e non dell'altezza h) può essere molto elevata purché nei tubi non si formino sacche di condensa e lo strumento rilevatore della pressione sia preciso.

Il combustibile è prelevato dal serbatoio con le pompe di travaso, costruttivamente uguali a quelle di scarico; la loro portata complessiva (unità di riserva esclusa) deve essere di poco superiore al fabbisogno massimo dei generatori di calore.

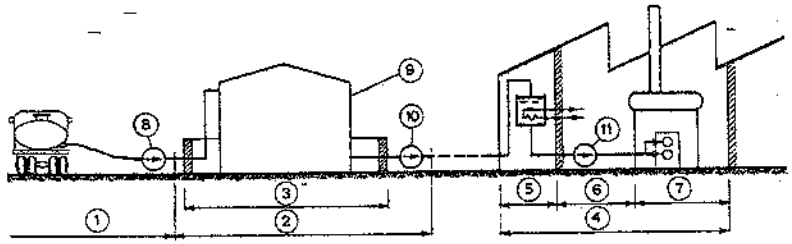


1. Azionamento manuale pompa aria compressa - 2. Pneumarcatore (= manometro tarato in colonna del liquido misurato) - 3. Tubo mandata aria compressa (ed anche di misura nel caso di impianti con distanze limitate) - 4. Tubo di misura (per impianti con distanze rilevanti) - 5. Campana di gorgogliamento - 6. Tubo di scarico aria di gorgogliamento - 7. Compressore d'aria - 8. Indicatore di flusso d'aria - 9. Valvola interconnesse per l'inserimento della misura sui veri serbatoi.

Fig. 43.28 – Misura del livello in serbatoi di liquido (acqua, olio combustibile, ecc.) a pressione atmosferica ed i cui vapori non siano esplosivi: a) applicazione su piccoli serbatoi; b) schema di sistema centralizzato di misura.

Per meglio adeguare la portata istantanea al consumo, minimizzando così l'energia assorbita, si adottano spesso motori a doppia velocità (rapporto 1/2); trattandosi di pompe volumetriche, possono funzionare in parallelo unità ad alta ed a bassa velocità.

Al fine di assicurare un certo quantitativo di combustibile caldo (atto a ridurre il tempo di avviamento della centrale dopo le interruzioni notturne o di fine settimana), in passato era prassi corrente installare un *serbatoio di servizio* nella centrale termica (fig. 43.29).



1. Zona di scarico - 2. Deposito - 3. Bacino di contenimento - 4. Centrale termica - 5. Serbatoio di servizio - 6. Trattamento olio combustibile (v. anche fig. 43.30) - 7. Caldaia - 8. Pompa di scarico - 9. Serbatoio di stoccaggio - 10. Pompa di travaso - 11. Pompa di spinta.

Fig. 43.29 – Schema di principio di un impianto per olio combustibile.

La pericolosità di tale serbatoio è stata però spesso sottovalutata ed ora, giustamente, i VV.F. impongono che lo stesso sia racchiuso in un locale caratterizzato da 120 minuti di resistenza al fuoco. Il costo e l'ingombro di un serbatoio di servizio e del relativo locale di contenimento sono sovente tali da imporre delle soluzioni alternative, come più sotto esposto.

Allorché si impieghi un serbatoio di servizio, le pompe di travaso sono comandate da misuratori di livello, installati sul serbatoio stesso, che inseriscono in sequenza le varie pompe, in modo da mantenerlo sempre pieno.

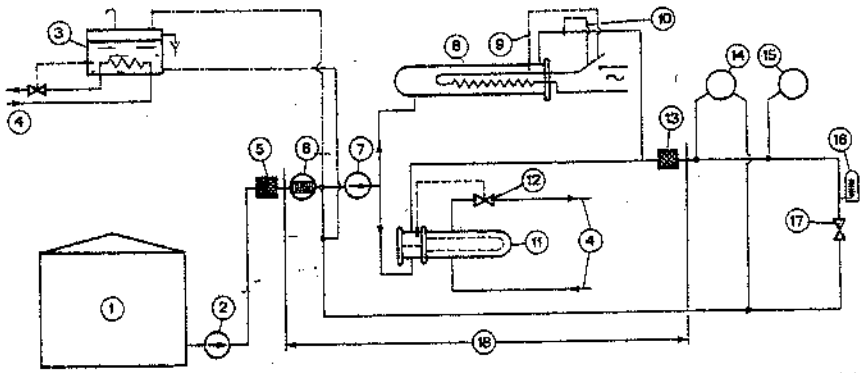
Per evitare che, in caso di avaria ai circuiti di comando delle pompe, il combustibile trabocchi dal serbatoio, occorre installare una valvola di sicura affidabilità che intercetti l'afflusso quando è raggiunto il livello massimo.

Il serbatoio di servizio è dotato di un serpentino, atto a portare in poche ore da 40° a 90°C l'intera massa di combustibile ed è accuratamente coibentato in modo da disporre di combustibile caldo all'avviamento della centrale.

La capacità del serbatoio può essere limitata al fabbisogno orario del generatore di maggior potenzialità, in modo da consentire di avviare quest'ultimo a carico ridotto fino all'erogazione del transfer principale alle condizioni richieste.

Quando, per motivi di costo, di ingombro e di sicurezza, non si prevede il serbatoio di servizio, il *gruppo di spinta* (cioè l'impianto di filtrazione, pompaggio e riscaldamento del combustibile inviato ai bruciatori) è direttamente alimentato dal serbatoio di deposito, per gravità o tramite pompe di travaso (fig. 43.30). In questo secondo caso, ogni pompa del gruppo di spinta deve essere elettricamente interconnessa con una pompa di travaso di pari portata in modo da assicurare il contemporaneo funzionamento delle due pompe.

La temperatura dell'olio combustibile denso (a valle del gruppo di spinta) è di solito compresa fra 80° e 120°C, in modo da assicurare la viscosità ottimale ai bruciatori (generalmente 2°E).



1. Serbatoio di stoccaggio - 2. Pompe di travaso - 3. Eventuale serbatoio di servizio - 4. Circuito del transfer riscaldante secondario - 5. Filtro a freddo - 6. Contatore - 7. Pompe di spinta - 8. Riscaldatore elettrico di avviamento - 9. Termostato di massima - 10. Termostato di regolazione - 11. Riscaldatore alimentato dal transfer secondario - 12. Regolazione di temperatura (o di viscosità, nei grandi impianti) - 13. Filtro a caldo - 14. Bruciatore del tipo a ricircolo - 15. Bruciatore del tipo senza ricircolo - 16. Termometro (installato nel punto più lontano dal gruppo di spinta) - 17. Valvola di ricircolo per il riscaldo del circuito - 18. Gruppo di spinta.

Fig. 43.30 – Schema di circuito olio combustibile in centrale termica.

La pressione di mandata ai bruciatori è variabile fra 6 e 70 bar, in funzione del tipo di bruciatore adottato.

Per ridurre le avarie alle pompe ed ai bruciatori, i gruppi di spinta sono sempre dotati di *filtri a freddo* (i quali operano sul combustibile a circa 40°C ed hanno maglie di 2÷4 mm) e di *filtri a caldo* che, operando su combustibile a 2°E, possono avere maglie inferiori a 0,5 mm.

Il riscaldamento dell'olio combustibile nei gruppi di spinta è effettuata a mezzo di scambiatori di calore, i quali presentano alcuni problemi particolari:

- i coefficienti di scambio olio/metallo e metallo/vapore sono talmente diversi che spesso conviene adottare tubi alettati sul lato olio. La soluzione dei tubi di acciaio rivestiti con elementi di ghisa dotati di alettatura radiale, oltre a consentire una sensibile economia di spazio, offre anche una maggiore garanzia di resistenza sia alla pressione del vapore che alla corrosione da parte dell'olio combustibile;
- dato che la pressione del combustibile è spesso molto superiore a quella del transfer, per evitare l'inquinamento di quest'ultimo circuito la tenuta dello scambiatore deve essere assoluta e mantenersi tale nel tempo;
- per il riscaldamento del combustibile all'avviamento dell'impianto, occorre una fonte di calore ausiliaria che generalmente è l'energia elettrica. Per evitare pericolosi surriscaldamenti (cui possono fare seguito perdite di combustibile ad alta pressione e temperatura ed incendi difficilmente controllabili), i riscaldatori ad energia elettrica devono essere dotati di termostati ad alta affidabilità, montati direttamente sul fasciame (per rilevare aumenti di temperatura anche in caso di portata nulla) e di resistenze dimensionate per una bassa potenza specifica, possibilmente inferiore a 1 W/cm^2.

Quando si utilizza gasolio, i problemi precedentemente esposti si semplificano notevolmente, in quanto non occorrono riscaldamenti, almeno fino a temperature del

gasolio di –15°C. Le pompe a bassa prevalenza e di portata superiore a 5 m^3/h possono essere del tipo centrifugo, dotate di tenuta "meccanica" sull'asse per ridurre al massimo il pericolo di perdite. Con il gasolio, il serbatoio di servizio non è necessario.

Quando si utilizza BTZ il riscaldamento diventa indispensabile perché, in funzione del "crudo" da cui è ricavato e della metodologia di lavorazione, il *pour point* (temperatura di rammollimento o di pompabilità) può salire a 65°C: sotto tale temperatura il BTZ non può fluire nelle tubazioni neppure a bassissima velocità.

Un circuito per BTZ non differisce pertanto da uno per ATZ se non per il fatto che ogni elemento del sistema (tubi, valvole, filtri, contatori) deve essere riscaldato senza soluzione geometrica di continuità.

Per contro le paraffine presenti nel BTZ consentono spesso di raggiungere i 2°E, ottimali per la polverizzazione, a temperatura inferiore a quella occorrente per gli ATZ.

I serbatoi di deposito di BTZ devono essere mantenuti sopra il pour point e quindi è economicamente conveniente coibentarli; per consentire la costruzione del fondo secondo le procedure usuali, si può isolarlo termicamente dal terreno, sovrapponendolo a pannelli di schiuma di vetro che resistono indefinitamente sia al carico che all'umidità; il fasciame cilindrico è spesso isolato con schiuma di poliuretano o con i normali coibenti di lana di vetro o di roccia.

Il gas naturale fornito a mezzo di tubazione non richiede alcun accumulo (che d'altronde avrebbe costi rilevanti). L'impianto del gas naturale comporta solamente l'adozione di valvole regolatrici della pressione intorno al valore richiesto dai costruttori dei bruciatori e del sistema di regolazione. Inoltre, tutti i contatori di gas (a capsulismi, venturimetrici, a turbina, a vortice) forniscono misure delle portate inversamente proporzionali o quasi, alla pressione assoluta del gas: per quanto possibile si devono pertanto effettuare le misure corrispondenti a valle di un gruppo regolatore di pressione, dove la pressione è praticamente costante.

Per ottenere elevate precisioni, si installano correttori della misura che tengano anche conto della pressione ed eventualmente della temperatura. In questo caso, ovviamente, la misura può essere a pressione variabile.

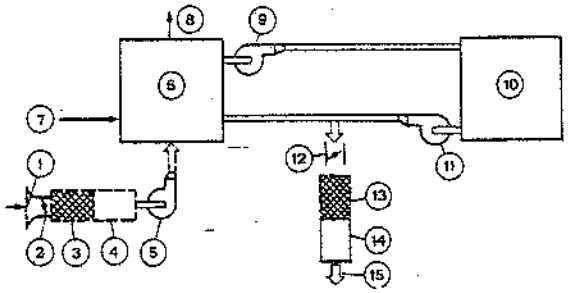
43.7. CIRCUITI TRANSFER

Come detto, i transfer provvedono a trasportare il calore dal generatore all'utenza e possono essere costituiti da gas, vapori condensanti e liquidi. Di seguito, riportiamo le caratteristiche più salienti dei principali circuiti.

a) **Transfer aria** (fig. 43.31)

Quando si impiega il transfer aria, è sempre necessario reintegrare in tutto o in parte l'aria stessa nell'impianto, al fine di compensare le perdite o la portata d'aria estratta dal circuito del transfer perché contenente vapori d'acqua o di solventi, polveri, ecc.

Il trattamento dell'aria di integrazione consiste generalmente in una filtrazione più o meno spinta; per l'impiego a temperature molto basse può essere necessario ridurre preventivamente il tenore di umidità per limitare le formazioni di ghiaccio; in impianti ove si manipolino sostanze nocive è indispensabile depurare l'aria effluente con idrofiltri, filtri elettrostatici o a maniche (capitolo 45).



1. Griglia di presa - 2. Serranda per la regolazione della portata - 3. Filtro - 4. Eventuale silenziatore - 5. Ventilatore di mandata - 6. Riscaldatore (o refrigeratore) - 7. Aria e combustibile (o transfer refrigerante o riscaldante) - 8. Fumi (o transfer refrigerante o riscaldante) - 9. Ventilatore di mandata - 10. Utenza - 11. Ventilatore di ricircolo (eventuale) - 12. Serranda sullo scarico - 13. Filtro (eventuale) - 14. Silenziatore (eventuale) - 15. Scarico in atmosfera.

Fig. 43.31 – Schema di principio di un circuito utilizzante aria come transfer.

L'aria viene sempre movimentata con ventilatori; la scelta del numero e della posizione degli stessi deve tenere conto di numerose esigenze, spesso fra di loro contrastanti, quali:

- un ventilatore unico è generalmente meno oneroso di due: infatti, il costo di primo impianto e di manutenzione sono minori, il rendimento è maggiore, l'adeguamento delle curve caratteristiche portata/prevalenza del ventilatore e portata/perdite di carico del circuito è migliore;
- l'adozione di un solo ventilatore esige che la prevalenza di questo assicuri la circolazione del transfer nell'interó circuito: quindi in una parte del circuito la pressione è superiore a quella che si avrebbe con due ventilatori opportunamente posizionati;
- adottando più di un ventilatore, è sovente possibile mantenere nelle apparecchiature costituenti il processo (tunnel di verniciatura, essiccatoi, ambienti aventi condizioni termoigrometriche controllate, ecc.) una pressione poco diversa (±10Pa) da quella atmosferica: pertanto, le apparecchiature stesse risultano meno costose, sia come costruzione che come esercizio, di quelle che, operando a pressioni molto diverse dalla atmosferica, devono essere "a tenuta";
- per mantenere bassa la differenza di pressione fra ambiente e processo, nonostante le rilevanti cadute di pressione (200÷2.000 Pa ed oltre) presenti nel ramo afferente ed in quello deferente del circuito del transfer, occorre installare due o più ventilatori, spesso dotati di organi di regolazione per il controllo della portata affluente, della pressione nell'apparecchiatura, della portata ricircolata e di quella estratta;
- il costo di impianto e quello di esercizio dei ventilatori sono evidentemente tanto più alti quanto più l'aria trattata è a temperatura diversa da quella ambiente oppure è inquinata da polveri (abrasive, infiammabili, ecc.) e gas od aerosoli corrosivi; è pertanto opportuno installare tali macchine nelle zone del circuito ove l'aria è più pulita ed a temperatura prossima a quella ambiente.

Quando il processo richiede pressioni relativamente elevate, ad esempio oltre 4.000 Pa, la scelta dei ventilatori deve tenere conto della potenza sonora degli stessi (capitolo 51). In proposito, è possibile agire secondo due criteri:

- adottare macchine di rendimento elevato, il cui maggior costo è spesso largamente compensato dalla minor potenza meccanica assorbita; tali macchine sono generalmente meno rumorose di quelle di minor rendimento;
- installare fra il ventilatore e l'ambiente un silenziatore che, se adeguatamente scelto in funzione dello spettro di frequenza del rumore, può abbassare il livello sonoro in ambiente senza richiedere un apprezzabile aumento di potenza.

Altre apparecchiature inserite nel circuito del transfer sono le seguenti (fig. 43.31):

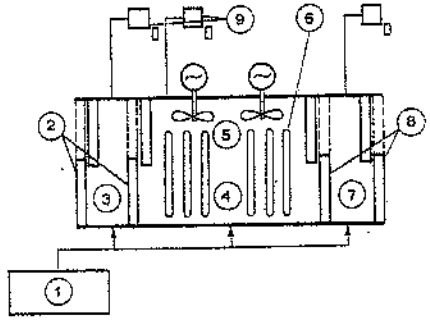
- griglie sulle bocche di presa e di espulsione per la protezione antinfortunistica o da corpi presenti nell'atmosfera quali uccelli, fogli di carta o di plastica;
- filtri dell'aria primaria e di scarico: si tratta di individuare il filtro che, pur fornendo una efficienza adeguata, richiede costi di filtrazione accettabili; questo costo include sia quello dei materiali filtranti sia l'energia occorrente per vincere la caduta della pressione causata dal filtro (una efficenza troppo spinta richiede più frequenti interventi manutentivi);
- serrande di regolazione della portata, le cui funzioni possono andare da una taratura grossolana con posizionamento manuale, alla intercettazione con tenuta più o meno spinta o alla regolazione automatica. In quest'ultimo caso è spesso indispensabile l'applicazione di boccole autolubrificate o di cuscinetti a rotolamento per i perni delle alette e del cinematismo di manovra perché la serranda possa posizionarsi esattamente secondo quanto richiesto dalla regolazione automatica, anche dopo numerose manovre.

b) Transfer gassoso

Quando il transfer è un gas, vale quanto esposto nel caso dell'aria, salvo l'esigenza di ridurre al minimo le perdite del gas stesso che, oltre ad essere più costoso dell'aria, può anche risultare esplosivo o velenoso; inoltre, una insufficiente quantità di transfer, oltre ad impedire il normale svolgimento del processo, potrebbe portare l'impianto in condizioni di pericolo.

La tipologia di impianti a transfer gassoso è troppo ampia per poterla affrontare sistematicamente. A titolo di esempio, sembra interessante integrare quanto già detto a proposito dei forni per cementazione o carbonitrurazione dell'acciaio al carbonio. Elenchiamo quindi i principali elementi che vengono installati su tali forni e che costituiscono punti di differenza fra un circuito ad aria e uno a gas (fig. 43.32):

- un *generatore di atmosfera controllata* produce quest'ultima in continuità e generalmente a portata



1. Generatore di atmosfera controllata - 2. Porte a manovra sequenziale sull'ingresso del materiale - 3. Vestibolo anteriore - 4. Camera del forno - 5. Ventilatori di circolazione del transfer - 6. Tubi radianti di riscaldo - 7. Vestibolo posteriore - 8. Porte a manovra sequenziale sull'uscita del materiale - 9. Scarichi in atmosfera dell'eccesso di atmosfera controllata, acceso con bruciatore pilota.

Fig. 43.32 – Circuito con transfer gassoso (forno per trattamento termico in atmosfera controllata).

costante, essendo estremamente difficile mantenere la composizione entro i ristretti limiti ammessi se si varia la quantità di gas prodotto;
- opportuni *sfiati* dai quali l'eccesso di "atmosfera" fuoriesce. Un bruciatore pilota incendia tali gas non appena entrano in contatto con l'ossigeno atmosferico: la presenza di fiamma in corrispondenza degli sfiati costituisce un sicuro segnalatore di adeguata alimentazione di "atmosfera" al forno;
- *vestiboli* all'ingresso ed all'uscita del forno, i quali, essendo delimitati ciascuno da due porte, permettono – tramite l'apertura e la chiusura in sequenza delle porte stesse – l'introduzione e lo scarico dei materiali senza che l'"atmosfera" fuoriesca dal forno;
- *ventilatori di circolazione del transfer*, le cui caratteristiche peculiari sono:
  - la temperatura della girante, superiore a 800°C;
  - la prevalenza, pari a un quarto di quella generata da una girante avente le stesse caratteristiche aerodinamiche: ciò in quanto la densità del gas è pari a circa un quarto di quella dell'aria (a causa della elevata temperatura di esercizio);
  - il calore trasmesso per conduzione dall'albero deve essere asportato per contenere entro valori accettabili la temperatura del cuscinetto del motore; a sua volta l'albero deve essere di grande sezione per sopportare le sollecitazioni a caldo.

Si tratta, com'è ovvio, di accessori che, per quanto abbiano raggiunto elevati livelli di prestazioni, comportano alti costi di installazione, esercizio (consumo di gas e di energia elettrica) e manutenzione; peraltro, l'attuale tecnologia non consente di farne a meno.

c) Transfer a fluido diatermico liquido (fig. 43.33)

I fluidi diatermici operanti in fase liquida richiedono un circuito relativamente semplice, i cui componenti sono di seguito descritti insieme con le loro caratteristiche fondamentali.
- il riscaldatore (fig. 43.9.b);
- il serbatoio di accumulo: a causa dell'elevato costo del transfer e, in certi casi, della sua nocività o pericolosità ecologica, il serbatoio deve avere una capacità atta a contenere l'intera quantità di fluido presente nell'impianto (17);
- il serbatoio di espansione: consente la dilatazione del liquido. Il volume sovrastante l'olio può essere in comunicazione con l'atmosfera ed in tale caso è normalmente preceduto da un refrigerante, ad aria o ad acqua, per tenerne bassa la temperatura e minimizzare l'ossidazione del liquido. Quando la temperatura massima del fluido è prossima a quella di ebollizione o quando non sia possibile installare il serbatoio al di sopra del punto più alto dell'impianto, il serbatoio è costruito per l'esercizio sotto pressione, ottenuta a mezzo di un gas inerte (azoto). Durante l'avviamento dell'impianto il serbatoio di espansione, tramite opportuno collegamento intercettabile, esplica anche la funzione di separare dal liquido le bolle d'aria e di acqua (sotto forma di vapore) presenti nel circuito;
- le pompe di circolazione: se di elevata qualità, assicurano un funzionamento praticamente esente da manutenzione. Spesso, la temperatura di lavoro richiede l'adozione sull'asse di una tenuta meccanica anziché a premistoppa ed un raffreddamento razionale, cioè tale da mantenere i cuscinetti a temperatura accettabile;
- una opportuna strumentazione, al fine di assicurare che la portata di transfer circolante nel generatore non scenda sotto al valore di progetto (per evitare surriscaldamenti locali che causerebbero danni al generatore e degradamento del transfer).

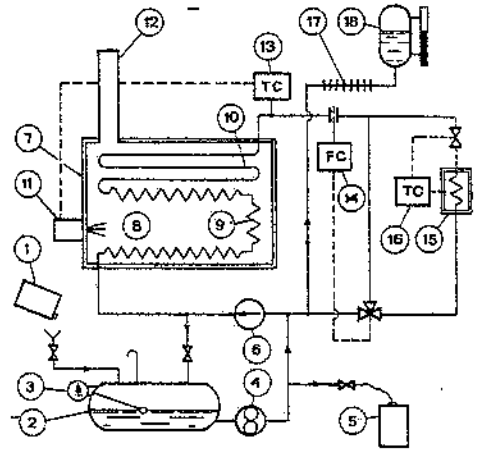
(17) Il fluido di rabbocco e quello esausto da rigenerare (quando questa operazione è possibile) sono conservati in fusti.

d) Transfer acqua calda o surriscaldata

Gli impianti ad acqua in fase liquida sono frequentemente adottati perché, con un costo di impianto e di esercizio relativamente basso, coprono in misura soddisfacente le esigenze delle utenze di acclimazione civile e industriale, nonché delle utenze tecnologiche nel campo di temperature fino a 180°C.

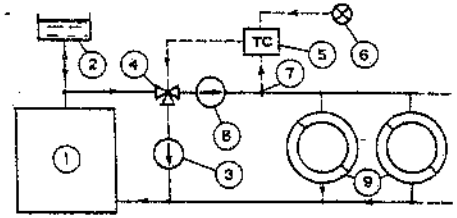
Negli impianti di riscaldamento civile (fig. 43.34) la temperatura massima di progetto è di 80°÷95°C, il salto termico è di 5°÷15°C e l'acqua è riscaldata direttamente in caldaia; la prevalenza delle pompe varia da 0,5 kPa per gli impianti unifamiliari a 300 kPa ed eccezionalmente 500 kPa per gli impianti di quartiere.

Negli impianti industriali si impiegano temperature massime di 120° ÷ 180°C, salti di 40° ÷ 80°C con prevalenze di 150 ÷ 850 kPa; l'acqua è riscaldata in caldaia (fig. 43.35) o meglio in uno scambiatore alimentato dal vapore prodotto da una caldaia; quando l'A.S. è l'unico transfer utilizzato nell'impianto, tutto il vapore è inviato allo scambiatore (ubicato più in alto della caldaia) dal quale la condensa ritorna per gravità nella sottostante caldaia



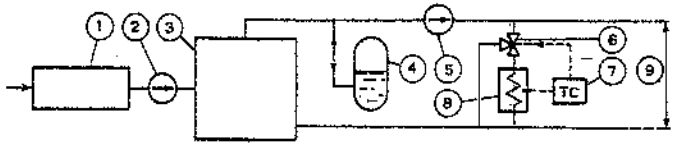
1. Rifornimento olio (da fusti) - 2. Serbatoio di stoccaggio olio - 3. Indicatore di livello a quadrante - 4. Pompa (a ingranaggi) di integrazione del circuito - 5. Ricupero olio (in fusti) - 6. Pompa (centrifuga) di circolazione del transfer - 7. Riscaldatore del transfer - 8. Camera di combustione - 9. Superficie di scambio irraggiata - 10. Superficie di scambio a convezione - 11. Bruciatore - 12. Camino - 13. Regolatore di temperatura (Temperature Controller) - 14. Regolatore di minima portata olio attraverso il riscaldatore (Flow Controller) - 15. Utenza - 16. Regolatore di temperatura nell'utenza - 17. Refrigeratore (ad aria) dell'olio fluente verso il vaso di espansione - 18. Vaso di espansione con indicatore di livello a trasparenza.

Fig. 43.33 – Schema di circuito con transfer costituito da olio diatermico in fase liquida.



1. Generatore di calore - caldaia - 2. Vaso di espansione (tipo aperto) - 3. Pompa anticondensa (per evitare le corrosioni dovute a troppo bassa temperatura dell'acqua in caldaia) - 4. Valvola miscelatrice a tre vie - 5. Regolatore di temperatura dell'acqua alle utenze - 6. Sonda esterna (misura la temperatura dell'aria esterna) - 7. Sonda acqua (misura la temperatura dell'acqua inviata alle utenze) - 8. Pompa di circolazione - 9. Utenze.

Fig. 43.34 – Schema di impianto di riscaldamento ad acqua calda.



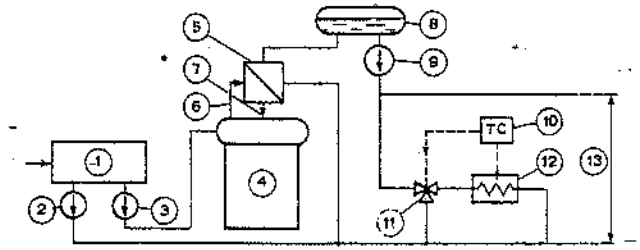
1. Depurazione acqua primaria - 2. Pompa di integrazione del circuito - 3. Caldaia - 4. Serbatoio di espansione pressurizzato - 5. Pompa di circolazione - 6. Valvola a tre vie di regolazione della temperatura nell'utenza - 7. Regolatore di temperatura - 8. Utenza - 9. Ad altre utenze.

Fig. 43.35 – Schema di impianto ad acqua (calda o surriscaldata) con serbatoio di espansione pressurizzato a gas.

(fig. 43.36): quest'ultimo tipo di impianto – assai interessante per la sua semplicità – crea alcuni problemi nel caso di potenzialità rilevanti; infatti, il serbatoio di espansione posto in una posizione più elevata rispetto al resto (al fine di prevenire evaporazioni nei circuiti a valle nel caso di arresto delle pompe di circolazione) richiede strutture portanti molto impegnative, specialmente se l'insediamento si trova in zona sismica; inoltre, con basse portate nello scambiatore ed elevate pressioni nel generatore di vapore si possono verificare evaporazioni di acqua all'uscita dello scambiatore.

I vantaggi del sistema caldaia-scambiatore sono notevoli e compensano largamente il costo dello scambiatore:

- il circuito caldaia-scambiatore non richiede integrazioni di acqua e quindi con una spesa contenuta può essere alimentato con acqua depurata: la mancanza di incrostazioni assicura il mantenimento di coefficienti di scambio molto elevati; la potenza delle pompe di integrazione è minima ed il loro costo gestionale è quasi nullo;
- solidi sospesi ed altri inquinanti presenti nell'acqua surriscaldata non si possono depositare in caldaia, per cui non risulta compromessa la conservazione di quest'ultima;
- le repentine variazioni di temperatura, inevitabili in un circuito di acqua surriscaldata, causano gravi disuniformità termiche, nocive per una caldaia a tubi d'acqua ed assolutamente inaccettabili per una a tubi di fumo (si verifica lo smandrimento



1. Depurazione acqua primaria - 2. Pompa di integrazione circuito secondario - 3. Pompa di integrazione circuito primario - 4. Caldaia - 5. Scambiatore di calore - 6. Vapore dalla caldaia allo scambiatore - 7. Scarico a gravità della condensa dallo scambiatore alla caldaia - 8. Serbatoio di espansione autopressurizzato - 9. Pompa di circolazione acqua surriscaldata - 10. Regolatore della temperatura nell'utenza - 11. Valvola a tre vie - 12. Utenze - 13. Ad altre utenze.

Fig. 43.36 – Schema di impianto ad acqua surriscaldata, prodotta a mezzo di scambiatore di calore, con serbatoio di espansione autopressurizzato.

dei tubi o la rottura delle saldature fra le piastre tubiere ed il fasciame). L'interposizione dello scambiatore consente alla caldaia di rimanere a temperatura praticamente uguale in ogni suo punto, mentre l'intera massa termica della caldaia agisce da volano, smorzando il gradiente della variazione termica nel tempo.

e) Transfer vapore d'acqua

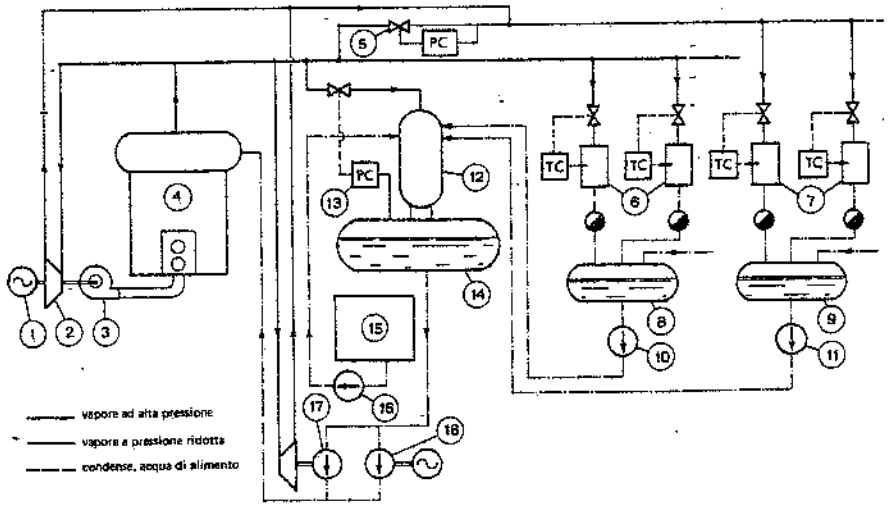
L'impiego di vapore d'acqua è molto diffuso per i numerosi vantaggi già citati al §43.5 (alto coefficiente di scambio, bassa potenza meccanica occorrente per la circolazione, facile regolazione della temperatura, tubazioni di diametro limitato, ecc.)

Per contro, gli svantaggi rispetto ad un circuito a liquido (A.S. od olio diatermico) sono: maggiori complessità di impianto e facilità di corrosione dello stesso.

Come già detto, negli impianti industriali il vapore d'acqua è utilizzato quale transfer nel campo 1÷30 bar-a; può anche essere prodotto a pressioni più elevate (sino a 125÷160 bar-a) e surriscaldato fino a 525°C quando sia sfruttato in turbine per produzione di energia meccanica o elettrica.

Nella fig. 43.37 è riportato lo schema di principio di un circuito a vapore: oltre alle apparecchiature essenziali presenti in tutti gli impianti, quali caldaia, pompe di alimento, utenze, impianto di trattamento dell'acqua primaria, sono indicati:

- il degasatore, la cui adozione è opportuna, specie in impianti con interruzione gior-



1. Motore elettrico per l'avviamento del ventilatore 3 – 2. Turbina a vapore a contropressione per azionamento del ventilatore 3 – 3. Ventilatore di alimentazione dell'aria comburente nella caldaia – 4. Caldaia a vapore – 5. Valvola riduttrice di pressione del vapore, con regolatore – 6. Utenze alimentate con vapore ad alta pressione, complete di regolazione di temperatura e di scaricatore di condense – 7. Utenze alimentate con vapore a pressione ridotta, complete di regolazione di temperatura e di scaricatore di condensa – 8. Serbatoio raccolta condense dalle utenze ad alta pressione – 9. Serbatoio raccolta condense dalle utenze a pressione ridotta – 10. Pompe recupero condense ad alta pressione – 11. Pompe recupero condense a pressione ridotta – 12. Degasatore – 13. Regolazione della pressione del vapore degasante – 14. Serbatoio acqua degasata – 15. Depurazione acqua primaria – 16. Pompa per integrazione del degasatore – 17. Turbopompa di alimento caldaia (servizio di base) – 18. Elettropompa di alimento caldaia (servizio di emergenza e per avviamento).

Fig. 43.37 – Schema di impianto con transfer sotto forma di vapore d'acqua.

naliera del funzionamento, per pressioni anche di soli 10 bar, mentre diventa necessaria a 18÷20 bar e oltre;
- i serbatoi di raccolta condense, indispensabili quando esiste anche una sola delle seguenti condizioni: presenza del degasatore, circuiti vapore a pressioni diverse, tubazioni molto lunghe, utenze a livello più basso del serbatoio di alimento;
- gruppo di riduzione della pressione del vapore;
- turbine a vapore a contropressione per l'azionamento del ventilatore aria comburente (con motore elettrico di potenza ridotta per l'avviamento) e di una delle due pompe di alimento. Queste turbine sono particolarmente interessanti sotto l'aspetto del risparmio di energia e dell'economia gestionale, perché sono in grado di fornire 1 kWh con 4200÷4600 kJ ovvero 1000÷1100 kcal di combustibile (contro 10.000÷12.600 kJ ovvero 2400÷3000 kcal occorrenti in una centrale termoelettrica a condensazione).

43.8. CENTRALI TERMICHE

Con la dizione *centrale termica* si intende il locale in cui sono installati tutti o parte degli impianti per la produzione del calore. Questi impianti possono essere classificati in base alle varie funzioni e cioè:
- preparazione del combustibile per l'invio al bruciatore;
- generazione del calore;
- preparazione, accumulo, trattamenti e immissione del transfer nel relativo circuito;
- pompaggio del transfer per la distribuzione alle utenze;
- depurazione degli effluenti gassosi e liquidi;
- controllo, regolazione e misura di pressioni, temperature, portate, ecc.

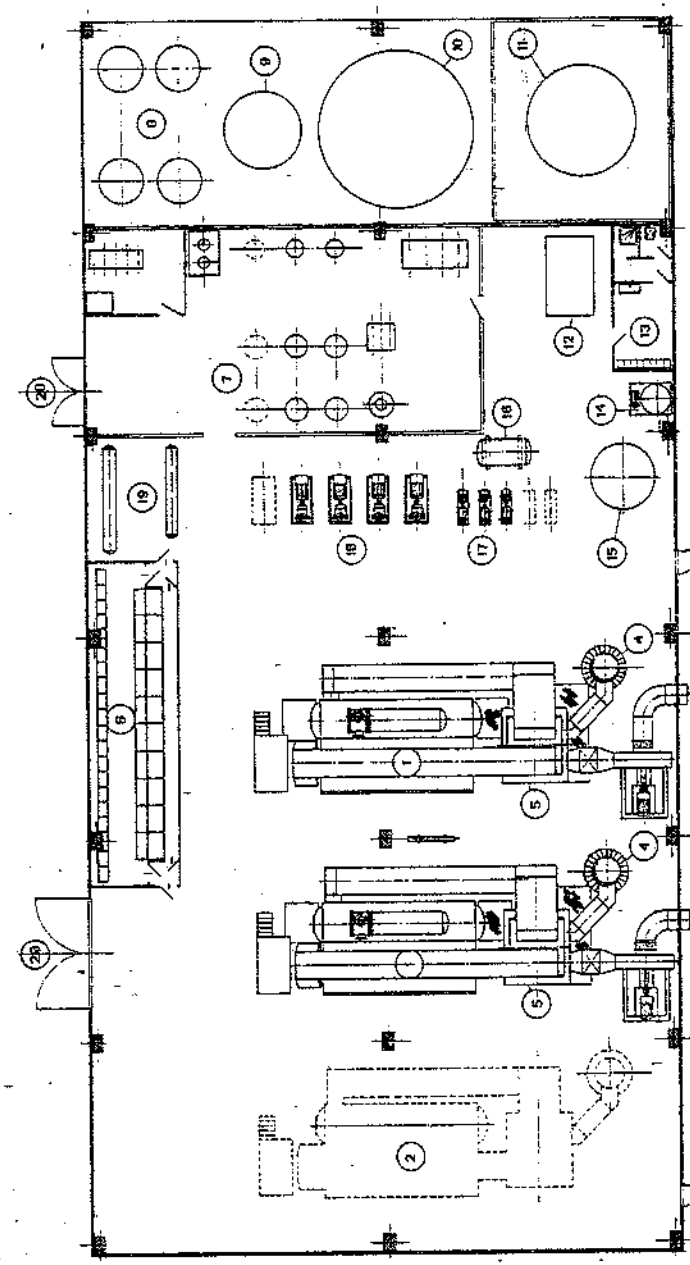
La fig. 43.38 riporta il layout di una centrale termica per uno stabilimento industriale. Sono visibili:
- due caldaie per la produzione di A.S., con possibilità di potenziamento futuro;
- le pompe di circolazione ed i collettori per l'A.S.;
- gli impianti di trattamento delle acque primaria e di scarico;
- la sala quadri, nella quale è concentrata la strumentazione di controllo e comando di tutti gli impianti termici, elettrici e di trattamento acque; nella stessa sala sono installate le apparecchiature elettriche di potenza (in conformità alle norme CEI per i locali con pericolo di esplosione e incendio). Si noti che la sala quadri è sistemata in posizione baricentrica per consentire il controllo visivo di tutti gli impianti. Inoltre, è costruita con materiali fonoisolanti, in modo da realizzare un ambiente a basso livello sonoro.

I principali componenti della centrale sono accessibili da un corridoio per facilitare le operazioni manutentive.

Per il dimensionamento delle varie apparecchiature costituenti una centrale termica ed in particolare dei generatori di calore, scambiatori di calore, pompe di circolazione e/o alimento del transfer, occorre anzitutto tenere presente che la potenzialità della centrale termica è funzione dei fabbisogni di calore delle varie utenze. Queste ultime sono classificabili in utenze tecnologiche ed impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento).

a) Utenze tecnologiche

Prescindendo da quanto già esposto a proposito della temperatura ottimale di esercizio delle varie utenze (v. § 43.5), la potenza termica di queste ultime copre una



1. Generatori di calore a vapore con scambiatore di calore sovrapposto per la produzione di acqua surriscaldata (v. fig. 43.36) - 2. Area disponibile per l'installazione di un altro generatore di calore - 3. Presa dall'esterno dell'aria comburente per le caldaie 1 - 4. Camini delle caldaie 1 - 5. Riscaldatore d'aria (v. fig. 43.26) - 6. Sala quadri (locale insonorizzato, ampiamente vetrato e condizionato - 7. Trattamento acqua primaria (demineralizzazione a scambio di ioni) - 8. Serbatoi di reattivi per il trattamento acqua (HCl, NaOH) - 9. Serbatoio per la neutralizzazione degli effluenti liquidi - 10. Serbatoio acqua demineralizzata - 11. Serbatoio di servizio olio combustibile (di deposito principale data oltre 200 m) - 12. Gruppo di spinta olio combustibile (v. fig. 43.30) - 13. Servizi igienici - 14. Preparazione soluzione alcalina calda per il lavaggio dei riscaldatori d'aria 5 - 15. Serbatoio d'espansione del circuito acqua surriscaldata - 16. Produzione transfer secondario (v. fig. 43.26) - 17. Pompe reintegro circuito acqua surriscaldata - 18. Pompe circolazione acqua surriscaldata - 19. Collettori acqua surriscaldata - 20. Ingressi principali della centrale - 21. Porte pedonali per esodo di emergenza.

Fig. 43.38 – Planimetria della centrale termica di uno stabilimento industriale.

gamma molto ampia, che va dai 60 kW (50.000 kcal/h) di una piccola lavatrice per particolari meccanici a migliaia di kW (milioni di kcal/h) assorbiti da una macchina continua per carta o da un impianto di verniciatura automobilistico.

Per ciascuna utenza è necessario definire l'andamento della potenza termica assorbita durante l'avviamento, dopo arresti di fine giornata o di fine settimana, e durante l'esercizio di regime a pieno carico.

Tali informazioni consentono di ottimizzare il programma di avviamento dello stabilimento sfalsando o graduando l'inserzione delle varie utenze, in modo da ridurre la potenza massima assorbita durante l'avviamento stesso e quindi la potenza da assicurare in centrale termica.

Si tenga anche presente che la potenza richiesta da alcune utenze è praticamente indipendente dalla temperatura atmosferica, mentre altre ne sono fortemente influenzate: per questo motivo occorre anche conoscere la legge di variazione della potenza richiesta in funzione della temperatura atmosferica, per tenerne conto nella determinazione delle punte estiva ed invernale.

Per ottenere la migliore qualità della produzione e minimizzare i fabbisogni di servomezzi e di manodopera, le utenze devono essere dotate di regolazioni automatiche, che possono essere modulanti o a tutto-niente: quest'ultimo tipo, spesso adottato per il suo basso costo, dovrebbe controllare non più del 20% della potenza totale in quanto – in caso contrario – può creare perturbazioni in centrale termica a causa delle repentine variazioni di carico che si verificano quando numerose regolazioni intervengono contemporaneamente.

b) Impianti di climatizzazione (riscaldamento, ventilazione, condizionamento)

In prima approssimazione, la potenza assorbita da questi impianti è proporzionale alla differenza fra la temperatura ambiente e quella esterna (v. tab. 13.IV) ed è comunque funzione delle continue variazioni delle condizioni meteorologiche (temperatura atmosferica, insolazione, vento, precipitazioni). La fig. 43.39 evidenzia che – supposti gli impianti utenti correttamente dimensionati e dotati di adeguate regolazioni automatiche – la centrale termica deve essere progettata per poter passare in poche ore non solo dal 100% al 50% circa della potenza massima (come richiesto

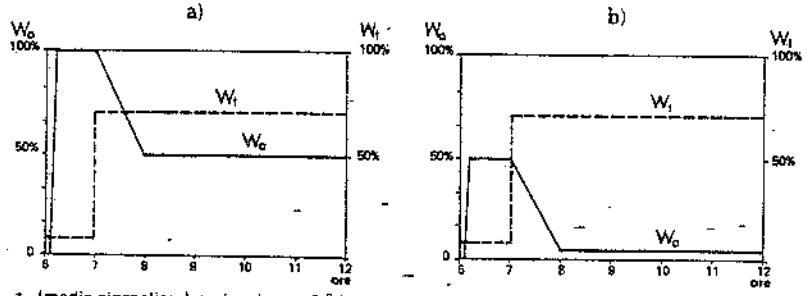


Fig. 43.39 – Andamento qualitativo del fabbisogno di calore (dalle ore 6 alle 12) di uno stabilimento industriale: a) in corrispondenza del massimo freddo; b) nelle mezze stagioni.

nei giorni più freddi della stagione invernale), ma anche, condizione ben più severa, dal 50% al 5% circa (come richiesto nelle mezze stagioni) senza causare sprechi per esercizio a basso rendimento e senza alterare l'uniformità della termodistribuzione.

I diagrammi di fig. 43.40 rappresentano schematicamente l'andamento tipico della potenza termica assorbita rispettivamente durante il giorno dalle sole utenze tecnologiche e durante l'anno dall'insieme di tutte le utenze.

Si sono adottati i seguenti simboli:

W_n = potenza termica tecnologica notturna;
W_d = potenza termica tecnologica diurna;
W_c = potenza richiesta dalle utenze tecnologiche "costanti", indipendente dalla temperatura atmosferica;
W_m = maggior potenza, richiesta dalle utenze tecnologiche "meteorologiche" durante la stagione fredda rispetto alla W_c assorbita durante il funzionamento estivo;
W_a = potenza richiesta dalle utenze di acclimazione.

Quando il transfer è lo stesso per le utenze tecnologiche e per quelle di acclimazione, la centrale termica deve essere considerata nella sua globalità; in caso contrario, nello stesso locale coesistono di fatto due complessi produttivi da dimensionare separatamente. Si tenga però presente, con riferimento al diagramma di fig. 43.40.b, che, anche quando la potenza W_c (utenze tecnologiche "costanti") deve essere erogata con un transfer a temperatura più elevata, il supplemento di potenza W_m (utenze tecnologiche "meteorologiche") può essere generalmente fornito con lo stesso transfer utilizzato per le utenze di acclimazione.

Con riferimento al diagramma di fig. 43.40.a, si possono schematizzare i casi riportati nella tab. 43.VII. Sullo stesso diagramma sono evidenziate qualitativamente le riduzioni di carico (10÷50%) che normalmente hanno luogo durante i cambi di turno e le refezioni, mentre il passaggio dalla potenza notturna W_n a quella diurna W_d è ipotizzato della durata di un'ora.

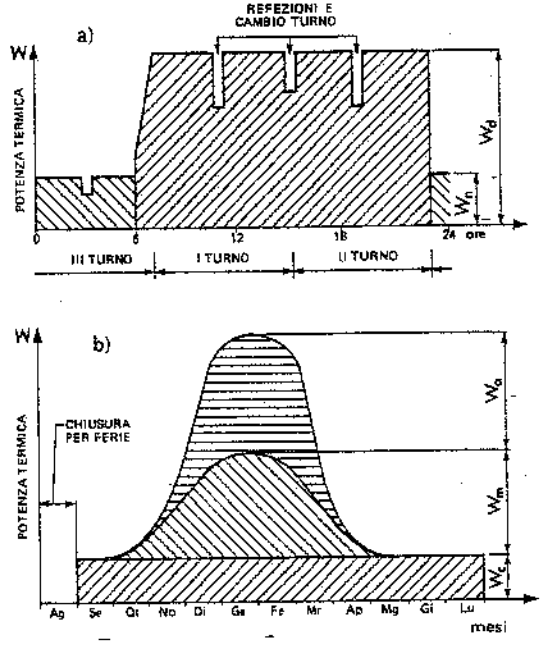


Fig. 43.40 – Andamento tipico delle potenze termiche assorbite da uno stabilimento industriale: a) andamento giornaliero della potenza termica per usi tecnologici; b) andamento annuale della potenza termica globale.

Con riferimento al diagramma di fig. 43.40.b, si possono considerare i casi esposti nella tab. 43.VIII.

Tabella 43.VII – Possibili ripartizioni, fra più generatori, della potenza installata per utenze tecnologiche (W_c) tenendo conto dei fabbisogni notturno (W_n) e diurno (W_d).

caso	Caratteristiche utenze	Numero e potenza generatori
1	$W_n = 0$	$W_d + W_d$ (riserva)
2	$W_n = 0 \div 0{,}3\ W_d$	$W_n + W_d + W_d$ (riserva) (*)
3	$W_n = 0{,}3 \div 0{,}5\ W_d$	$0{,}5\,W_d + 0{,}5\,W_d + 0{,}5\,W_d$ (riserva)
4	$W_n = 0{,}5 \div 1\ W_d$	$W_d + W_d$ (riserva)

(*) L'installazione di un generatore dimensionato per il solo carico notturno W_n è motivata dal fatto che il generatore di potenza W_d, funzionando al di sotto del 30% della sua potenza nominale, avrebbe un rendimento troppo basso. In caso di avaria alla unità W_n, la continuità di servizio, anche se con basso rendimento, è comunque assicurata da una delle unità di potenza W_d.

Tabella 43.VIII – Possibili ripartizioni, fra più generatori, della potenza installata per utenze tecnologiche e di riscaldamento.

Caso	Caratteristiche utenze	Numero e potenza generatori
5	$W_c = 0$	2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ + 1 di riserva da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ ovvero 2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ senza riserva
6	$W_c = 0 \div 0{,}3\ (W_m + W_a)$	1 da W_c + 2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ (1)
7	$W_c = 0{,}3 \div 0{,}5\ (W_m + W_a)$	2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ + 1 di riserva da $0{,}5\ (W_m + W_a)$
8	$W_c = 0{,}5 \div 1\ (W_m + W_a)$	• per $W_c = 0{,}5\ (W_m + W_a)$: 1 da W_c + 2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ (2) • per $W_c = 1\ (W_m + W_a)$: 3 da $0{,}5\ (W_c + W_m + W_a)$ di cui 1 di riserva • per valori di W_c intermedi fra 0,5 e 1 $(W_m + W_a)$, si possono adottare soluzioni intermedie, tenendo anche presente eventuali altri parametri.
9	W_c superiore a $(W_m + W_a)$	• per $(W_m + W_a) \leq 0{,}25\ W_c$: 2 da $(W_c + W_m + W_a)$, uno dei quali di riserva • per $(W_m + W_a) > 0{,}25\ W_c$: 2 da W_c, uno dei quali di riserva, più 1 da $(W_m + W_a)$ (3)
10	Transfer di W_c diverso da quello di $(W_m + W_a)$	• per i generatori afferenti a W_c, v. tab. 43.III; • per i generatori afferenti a $(W_m + W_a)$: 2 da $0{,}5\ (W_m + W_a)$ più eventualmente un terzo di riserva.

(1) L'installazione di un generatore dimensionato per il solo carico W_c è motivata dal fatto che il generatore di potenza $(W_c + W_m + W_a)$, dovendo funzionare al di sotto del 30% della sua potenza nominale, avrebbe un rendimento troppo basso.
In caso di avaria alla W_c, la continuità di servizio, anche se con basso rendimento, è comunque assicurata dalla $(W_m + W_a)$.
(2) La riserva in caso di avaria di W_c è ottenibile riducendo la disponibilità per le utenze $(W_m + W_a)$.
(3) La riserva per $(W_m + W_a)$ è assicurata dalla W_c di riserva.

La ripartizione della potenza proposta per i vari casi considerati, specie per i casi 2–6–8, può sembrare eccessiva, ma si tenga conto delle seguenti osservazioni:
- a carichi inferiori al 25÷30% del massimo, un generatore funziona con rendimento molto basso e può essere soggetto a corrosioni: è pertanto antieconomico utilizzarlo sistematicamente sotto tale potenza; ne deriva il suggerimento di adottare un generatore di potenza ridotta;
- l'unità di riserva è suggerita nei casi 1÷4 perché, in caso contrario, un'avaria anche solo di una giornata lavorativa all'unico generatore potrebbe causare danni, per mancata produzione, superiori al valore dello stesso.

Per il dimensionamento dei circuiti di distribuzione, degli scambiatori di calore e delle pompe di circolazione e/o alimento del transfer valgono i seguenti criteri.

1) L'adozione di circuiti separati per W_c e $(W_m + W_d)$ risulta generalmente conveniente perché, anche se più onerosa di primo impianto, consente economie di calore per:
   - minore superficie disperdente nel periodo extra-riscaldamento;
   - possibilità di adeguare la temperatura del transfer per $W_m + W_a$ alle effettive condizioni meteorologiche;
   - minor massa termica e quindi minor calore disperso alla fine del ciclo lavorativo diurno e settimanale.
2) L'affidabilità delle pompe è dello stesso ordine di grandezza di quella dei generatori di calore e pertanto possono essere adottati gli stessi dimensionamenti dei casi 1÷10 su esposti. Può risultare economicamente conveniente dotare le pompe di motore a doppia polarità o, meglio, di motore alimentato da convertitore di frequenza (inverter), per ottimizzare le prestazioni (portata/prevalenza) delle pompe in relazione alle esigenze di esercizio. La affidabilità degli inverter è, allo stato attuale, largamente adeguata ad un esercizio industriale, senza limiti di potenza.
3) Quando sono ben coibentati, gli scambiatori di calore non presentano apprezzabili variazioni di efficienza a basso carico: non costituisce pertanto un sensibile aggravio gestionale la mancata installazione dell'unità di potenza ridotta.
4) Gli scambiatori, essendo apparecchi statici e poco soggetti a corrosione, hanno una affidabilità superiore a quella delle caldaie e delle pompe: si può quindi fare a meno dell'unità di riserva, purché l'impianto sia dotato delle attrezzature (strutture portanti, paranchi, avvitatrici, parti di ricambio, ecc.) necessarie per una rapida manutenzione.
5) Gli accorgimenti impiantistici che assicurano l'eliminazione dei gas dagli scambiatori lato vapore devono evitare abbassamenti di potenzialità e corrosioni da parte di CO_2 ed O_2. Si ricorda che l'aria è più pesante del vapore saturo alla stessa temperatura e pressione, quindi i gas devono essere eliminati dalla parte bassa dei tubi di condensa e non dalla parte alta dei tubi vapore che collegano lo scambiatore al corpo cilindrico della sottostante caldaia.

Si deve sempre verificare che le apparecchiature siano tali, per numero e potenza, da assicurare il calore tecnologico anche quando alcune di esse, generalmente una volta ogni due anni, devono essere poste fuori servizio per le verifiche di legge da parte dei funzionari dell'ISPESL.

43.9. APPARECCHI PER IL RISCALDAMENTO AMBIENTE

Un razionale impianto di riscaldamento ambientale deve consentire il minimo costo gestionale assicurando il massimo comfort e cioè: temperatura adeguata (D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412), costante (salvo l'attenuazione notturna) ed uniforme; velocità dell'aria non fastidiosa; aria salubre in quantità adeguata; potenza sonora ed

ingombro contenuti entro limiti accettabili. Su temperatura, salubrità, aerazione e rumorosità ambientali si soffermà il decreto legislativo 19 settembre 1994, n. 626 e nel capitolo 53 si ritornerà sugli aspetti microclimatici nei luoghi di lavoro (18).

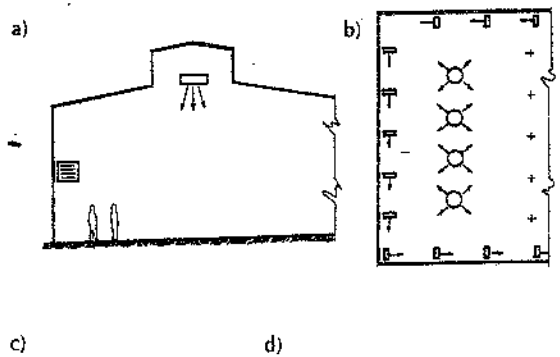
Le sopra citate prestazioni possono essere ottenute con l'adozione, fra i numerosi apparecchi di distribuzione del calore disponibili sul mercato, di quello che meglio si adatta alle esigenze specifiche.

Alcuni apparecchi sono più adatti all'impiego nell'edilizia residenziale, mentre altri soddisfano meglio le esigenze industriali: alcuni tipi sono peraltro adatti per ambedue le destinazioni.

Fra i numerosi apparecchi di riscaldamento impiegati in campo industriale ricordiamo i seguenti:
- aerotermi;
- pannelli *sun-strip*;
- termoventilatori;
- generatori di aria calda;
- riscaldatori diretti.

Con gli *aerotermi* (fig. 43.41) si immette in ambiente aria riscaldata dal transfer negli aerotermi stessi. Questi sono generalmente installati a 3÷4 m dal piano pavimento (con getto d'aria suborizzontale) oppure "a catena" (con getto d'aria verticale verso il basso).

I *pannelli sun-strip* sono costituiti da nastri di lamiera metallica, coibentati sulla faccia superiore, riscaldati da alcuni tubi paralleli fra di loro e posti a contatto della lamiera; nei tubi circola il transfer acqua surriscaldata o vapore (fig. 43.42). Tali pannelli cedono il calore utile per irraggiamento e sono pertanto installati nella parte alta del fabbricato; sono particolarmente adatti laddove si vogliano evitare movimenti d'aria (locali docce) e sollevamento di polvere.

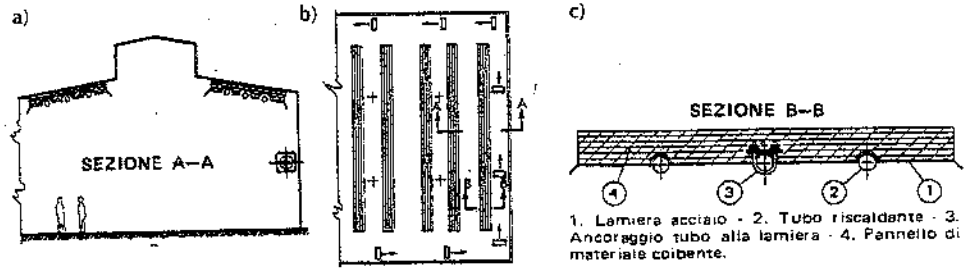


1. Ingresso aria da riscaldare (dall'ambiente o dall'esterno) - 2. Involucro - 3. Tubi alettati di scambio termico - 4. Uscita transfer liquido (nel caso di vapore condensante il verso delle frecce 4 e 7 si inverte) - 5. Alette direttrici - 6. Mandata aria riscaldata - 7. Ingresso transfer - 8. Ventilatore elicoidale - 9. Motore elettrico.

1. Ingresso aria ambiente da riscaldare - 2. Involucro - 3. Mandata aria riscaldata - 4. Ventilatore elicoidale - 5. Motore elettrico - 6. Uscita transfer liquido (orientata verso il basso se il transfer è vapore condensante) - 7. Ingresso transfer alla batteria in tubi alettati.

Fig. 43.41 – Disposizione di aerotermi a getto orizzontale (perimetrali) e pensili (all'interno): a) sezione verticale; b) pianta; c) aerotermo a getto orizzontale; d) aerotermo pensile a getto verticale.

(18) Con specifico riferimento alla velocità di immissione dell'aria all'interno dei volumi occupati da persone, la norma UNI 10339-95 indica i valori della massima velocità dell'aria di riscaldamento ammessa in edifici residenziali, uffici, ospedali, negozi, grandi magazzini: tali valori variano da 0,05 a 0,25 m/s. Negli ambienti industriali (non considerati dalla norma UNI) si assumono velocità di immissione dell'aria di riscaldamento fino a 0,3÷0,4 m/s.



1. Lamiera acciaio - 2. Tubo riscaldante - 3. Ancoraggio tubo alla lamiera - 4. Pannello di materiale coibente.

Fig. 43.42 – Disposizione di pannelli radianti a libera dilatazione (sun-strip), integrati da aerotermi perimetrali a getto orizzontale: a) sezione verticale A-A; b) pianta; c) sezione B-B di un pannello radiante.

I *termoventilatori* sono costituiti essenzialmente da una batteria riscaldante e da un ventilatore racchiusi in un involucro metallico dotato di bocche con serrande per l'aspirazione e la mandata dell'aria di ventilazione. Tali termoventilatori sono collegati a condotti, generalmente metallici, dotati di bocchette alettate attraverso le quali viene immessa in ambiente l'aria trattata (fig. 43.43).

La posizione delle bocchette deve essere la più bassa possibile, compatibilmente con il disturbo arrecato dalle correnti d'aria e dall'ingombro dei condotti di alimentazione delle bocchette stesse; per quest'ultimo motivo, ove esista un sottopiano, l'aria può essere immessa da griglie installate a piano pavimento.

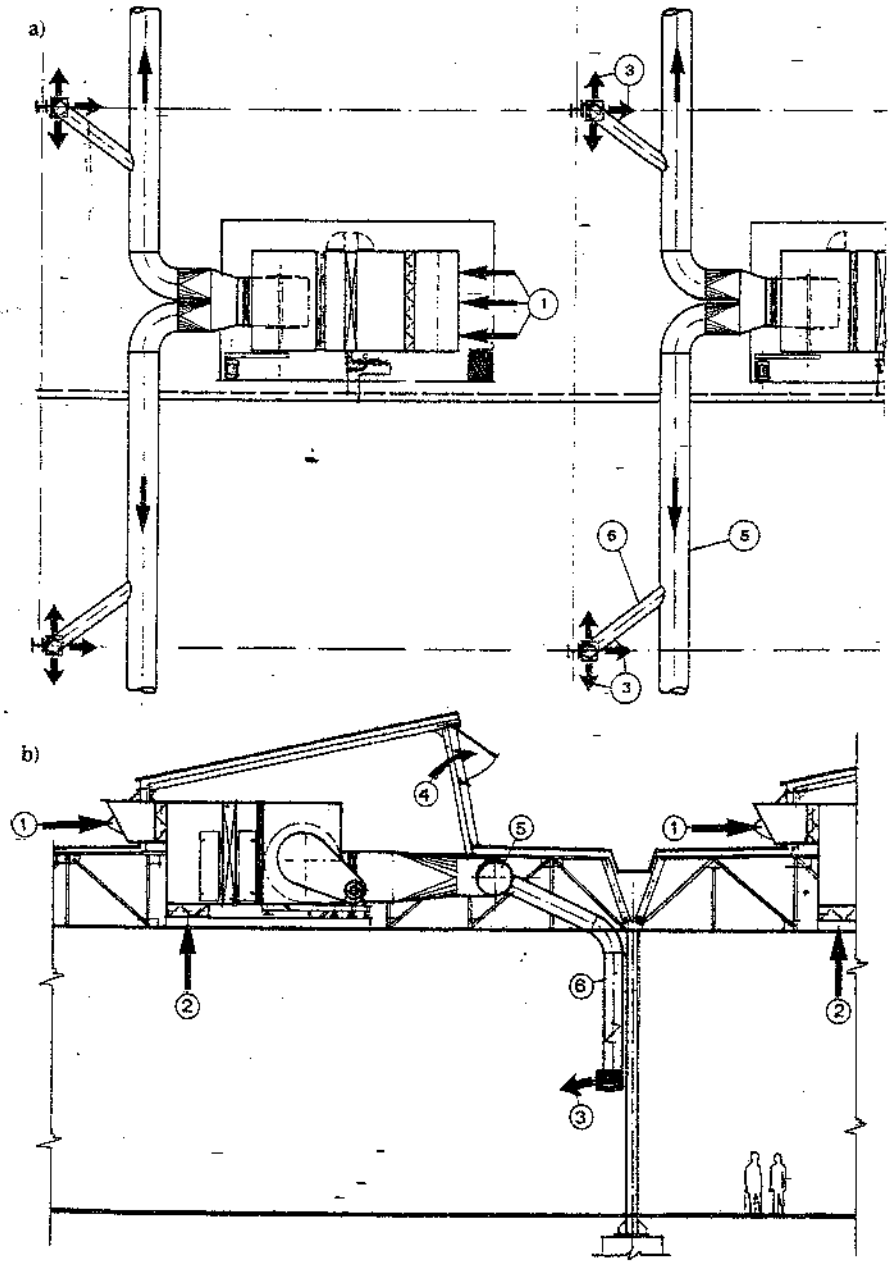
I termoventilatori possono essere ubicati sopra la copertura o la "catena" del fabbricato (fig. 43.43) oppure in altre posizioni non costituenti intralcio; sono alimentati con acqua surriscaldata o calda o con vapore.

I *generatori di aria calda* (fig. 43.10) riscaldano l'aria da immettere nell'ambiente per scambio termico a superficie con i gas di combustione di un combustibile qualsiasi (gassoso o liquido). Ogni generatore è pertanto costituito da un bruciatore e da un involucro metallico contenente:
- una camera di combustione in lamiera d'acciaio, lambita esternamente dall'aria;
- un fascio tubiero percorso internamente dai fumi e lambito esternamente dall'aria;
- una bocca di uscita dei gas;
- bocchette di entrata ed uscita aria;
- un ventilatore di circolazione dell'aria;
- un ventilatore di circolazione dei gas, generalmente incorporato nel bruciatore, per cui la combustione avviene in camera di combustione pressurizzata.

Un generatore di aria calda è quindi assimilabile a una caldaia a tubi di fumo, rivestita esternamente da un involucro metallico, nella quale il transfer è costituito da aria.

Un generatore di aria calda costituisce un elemento autonomo di produzione e distribuzione del calore e trova di solito ubicazione nel baricentro della zona dallo stesso servita (19).

(19) Si ricorda che la normativa vigente consente l'installazione dei generatori di aria calda alimentati a gas anche all'interno degli ambienti di utilizzazione (lungo le pareti perimetrali dello stabilimento) a condizione che: le lavorazioni industriali non impieghino o liberino sostanze infiammabili; i generatori siano muniti di dispositivi di sicurezza; nelle vicinanze venga installato un apparecchio di rivelazione e segnalazione di fughe di gas.



1. Presa aria esterna - 2. Presa aria di ricircolo - 3. Immissione di aria in ambiente - 4. Espulsione aria dell'officina - 5. Condotto di distribuzione aria - 6. Condotti di discesa aria.

Fig. 43.43 – Impianto di termoventilazione: a) pianta; b) sezione.

L'immissione in ambiente dell'aria da parte dei generatori avviene a 2÷3 m dal piano pavimento in funzione della loro potenza. Talvolta i generatori sono anche dotati di canalizzazioni metalliche (fig. 43.44), così che la similitudine con le su citate centraline di termoventilazione diventa evidente.

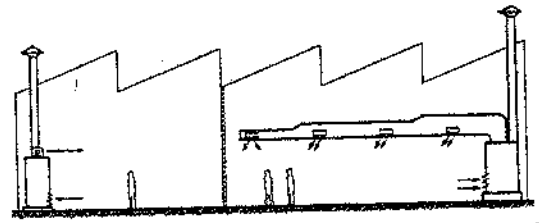


Fig. 43.44 – Installazione di riscaldatori d'aria con e senza canalizzazioni di distribuzione.

I *riscaldatori diretti* (fig. 43.13) sono assimilabili a un generatore di aria calda nel quale il calore viene prodotto nell'apparecchio stesso ed i gas della combustione sono miscelati con l'aria calda ed immessi in ambiente. Questi apparecchi possono esclusivamente utilizzare combustibili gassosi senza zolfo (g.p.l. o gas naturale).

Nella tab. 43.IX sono riepilogate le principali caratteristiche degli apparecchi suddetti. Analogamente, la tab. 43.X riporta le stesse caratteristiche per gli apparecchi riscaldanti di prevalente impiego in campo civile.

All'atto della scelta del tipo di impianto di riscaldamento e/o ventilazione e della successiva progettazione, si devono tenere presenti le considerazioni esposte al termine del § 3 del capitolo 44. In sintesi, rileviamo che è sconsigliabile l'immissione in ambiente dell'aria dall'alto, con bocchette applicate direttamente sui canali sopra filo catena: infatti, i fumi caldi e gli inquinanti che salgono verso l'alto per "effetto camino" sono contrastati dall'aria pulita discendente, vengono parzialmente rimescolati con questa e reimmessi in zona di lavoro (fig. 44.17.a). Più efficace è il sistema di immissione dell'aria con canali discendenti (generalmente a fianco dei pilastri o delle pareti) fino a circa 3 m dal pavimento e portanti alla estremità bocchette distributrici con alette orientabili. Con questo sistema l'aria inquinata viene più facilmente sospinta verso l'alto ed espulsa. Inoltre, i singoli operatori possono regolare la direzione del getto dell'aria immessa, cosa particolarmente gradita nelle stagioni in cui quest'ultima non è riscaldata (fig. 44.17.b). In corrispondenza di macchine con rilevanti emissioni di inquinanti e/o calore, si immette talvolta l'aria dal basso attraverso griglie a pavimento: la cortina di aria pulita e a temperatura controllata che si forma fra gli operatori e le macchine limita la propagazione degli inquinanti ed assicura condizioni ambientali accettabili in corrispondenza dei posti di lavoro (fig. 44.17.c). In vista di risparmi energetici, si realizzano talora sistemi di immissione ed aspirazione dell'aria localizzati in corrispondenza dei posti di lavoro (fig. 44.17.d).

43.10. FABBISOGNI DI CALORE

1. Potenza termica

La potenza termica richiesta da un ambiente è costituita da tre componenti, destinate a compensare:

– le *dispersioni* attraverso l'involucro esterno (pareti, superfici vetrate, soffitto e pavimento). L'entità di queste dispersioni è calcolabile secondo le norme UNI-CTI (vd. in particolare la UNI 10345-93). Per temperatura esterna di –10°C e interna di

Tabella 43.IX – Tipi di apparecchi di riscaldamento di prevalente impiego in campo industriale e loro caratteristiche essenziali.

Tipo di apparecchio	Potenza unitaria kW	Transfer o fonte di calore	Rumorosità	Costo		Manutenzione	Durata	Ingombro	Tipo di regolazione	Prontezza	Inconvenienti – Pregi +	Gelività
				di impianto	di esercizio							
1. Aerotermo	3÷150	a.c., A.S., vapore	da accettabile a fastidiosa	basso	normale	pulizia lato aria	decennale	limitato e non al suolo	tutto/niente	ottima	+ basso costo impianto – correnti d'aria + consente ricambio forzato aria	si
2. Pannello *sun-strip*	qualsiasi	A.S. o vapore	nulla	basso	normale	minima	pluridecennale	elevato, ma non al suolo	solo centralizzata e poco sensibile	buona	– fastidioso irraggiamento alla testa	si
3. Termoventilatore	20÷1000	A.S. o vapore	accettabile	medio	normale	come 1, ma concentrata su poche unità	pluridecennale	limitato e non al suolo	modulante	ottima	– costo impianto più elevato di 1,2 – ingombro condotti + razionale immissione anche di forti quantità di aria di ricambio; + possibile ventilazione estiva	si
4. Generatore di aria calda per scambio termico a superficie con i prodotti della combustione	30÷1000	gasolio, gas, olio combustibile	apprezzabile, specie se l'apparecchio è in ambiente	basso	basso	periodica a tutti i componenti	decennale	apprezzabile	tutto/niente	ottima	come 1; inoltre: – presenza di fiamma in ambiente	no
5. Riscaldatore diretto (per immissione di gas di combustione nell'aria stessa)	100÷2000	gas senza zolfo	accettabile	basso	molto basso	bassa	pluridecennale	limitato e non al suolo	ottima, centralizzabile	ottima	– prodotti di combustione in amb. + rendimento di almeno 15% superiore a impianti 1 ÷ 4 – monocombustib. – adatti solo con almeno 1,5 ricambi/ora	no

Tabella 43.X – Tipi di apparecchi di riscaldamento di prevalente impiego in campo civile e loro caratteristiche essenziali.

Tipo di apparecchio	Potenza unitaria kW	Transfer o fonte di calore	Rumorosità	Costo		Manutenzione	Durata anni	Ingombro	Tipo di regolazione	Prontezza	Inconvenienti – Pregi +	Gelività
				di impianto	di esercizio							
1. Radiatore ad acqua	< 3	acqua calda	nulla	basso	normale	nulla per quelli in ghisa o alluminio	ghisa > 20 allum. ~ 10 lamiera ~ 5	apprezzabile	discreta solo con valvole termostatiche	scarsa	– sporca le pareti	si
2. Convettore	< 3	a.c., A.S.	nulla	basso	normale	pulizia annua lato aria	~ 10	apprezzabile	come 1	media	– minor robustezza di 1 + sporca meno di 1	si
3. Riscaldatore radiante	< 2	energia elettrica	nulla	molto basso	alto	elevata	scarsa	minimo	tutto/niente	elevata	– incendi e scosse – temperatura disuniforme	no
4. Radiatore a olio o sabbia	< 3	energia elettrica	nulla	basso	alto	quasi nulla salvo olio	~ 10	apprezzabile	a gradini o modulante automatica	scarsa	– pericolo di scosse + trasportabile	no
5. Riscaldatore elettrico ventilato	< 2	energia elettrica	apprezzabile	basso	alto	media	> 10	minimo	come 4	ottima	come 4	no
6. Ventiloconvettore	< 5	acqua	accettabile	medio	normale	pulizia mensile filtro aria	> 10	inferiore a quello di 1	a gradini	ottima	+ adatto anche per raffrescamento	si
7. Generatore di aria calda (a)	> 3	gasolio o cherosene	apprezzabile e intermittente	medio	normale	a riscaldatore, filtri e ventilatore	> 10	concentrato in un ambiente	tutto/niente, differenziale alto	ottima	(b)	no
8. Stufa	2 ÷ 10	cherosene	(c)	basso	normale	asportazione fuliggine	> 10	apprezzabile	modulabile a mano	discreta	(d)	no
9. Radiatore catalitico	0,2 ÷ 3	g.p.l.	nulla	molto basso	alto	bassa	< 5	minimo	modulabile a mano	scarsa	(e)	no
10. Pannello radiante (f)	qualsiasi	acqua tiepida	nulla	basso	normale	(g)	~ 20	nullo negli ambienti	modulante, ma solo centralizzata	bassissima	(h)	si

(a) per scambio termico a superficie con i prodotti della combustione
(b) – miscela l'aria di tutti i locali; + ottimo per abitazioni con impiego saltuario
(c) praticamente nulla, salvo per le unità dotate di ventilatore
(d) – rifornimento in loco; – temperatura disuniforme
(e) – consuma l'ossigeno dell'ambiente; – temperatura disuniforme; – pericolo di ustioni ed incendio
(f) – incorporato nella struttura muraria
(g) generalmente nulla, ma altissima in caso di forature (per corrosioni o accidentali)
(h) + non sporca; – errori progettuali o di esecuzione eliminabili solo con costi altissimi.

+20°C tali dispersioni valgono mediamente (con riferimento ai fabbricati industriali) 15÷30 W/m³ ambiente (20);

- il *ricambio naturale* dell'aria ambiente attraverso i serramenti: l'entità di tale ricambio è di 0,5÷1 volume/h e, con le suddette temperature, richiede 6÷12 W/m³ ambiente (21);
- il *ricambio controllato* dell'aria ambiente: consiste nella immissione meccanica di aria trattata, in quantità indipendenti dalle condizioni termoigrometriche interne ed esterne al fabbricato. Tale ricambio deve essere commisurato alle esigenze di asportazione dall'ambiente di polluzioni quali calore, aerosoli, vapori, polveri, odori. Per queste ragioni, il ricambio controllato è generalmente trascurabile negli ambienti residenziali, mentre in quelli industriali può anche superare 30 volumi/h, riferiti al solo spazio di lavoro (tale spazio è convenzionalmente delimitato fra il piano pavimento e quota + 3 m dal piano stesso): corrispondentemente, il fabbisogno termico può variare da poche decine di W/m² di pavimento a più di 1000 W/m².

La suddetta potenza termica rappresenta il *fabbisogno di punta* di un ambiente e ad essa si fa riferimento per dimensionare gli impianti di produzione e distribuzione del calore per riscaldamento e ventilazione. La tab. 43.XI fornisce i fabbisogni energetici di punta W_p per il riscaldamento e la ventilazione di fabbricati industriali.

Tabella 43.XI – Fabbisogni di punta di potenza termica per fabbricati industriali (valori indicativi).

Dispersioni
- per $\Delta t = 1°C$: $W_p = 0{,}7 \div 0{,}8$ W/m³ ambiente
- per $t_e = -5 \div -10°C$ e $t_{a'} = 15° \div 18°C$: $W_p = 17 \div 21$ W/m³ ambiente

Termoventilazione:
- 0,3÷0,5 W/m³ ambiente·1 m³/h di aria immessa.

Il fabbisogno di calore di uno stabilimento industriale è variabile nell'arco dell'anno fra zero e tale punta. Inoltre, quando si affronta la valutazione del fabbisogno termico di uno stabilimento, alle esigenze di riscaldamento e ventilazione occorre aggiungere le esigenze tecnologiche.

Per valutare il fabbisogno globale annuo di calore si deve pertanto tenere presente quanto di seguito esposto.

2. Fabbisogno annuo di calore

Il fabbisogno annuo di calore Q di uno stabilimento, qualitativamente rappresentato dalle tre aree di figura 43.40.b, risulta uguale a:

$$Q = Q_c + Q_m + Q_a \tag{43.6}$$

(20) I valori più alti delle dispersioni si riferiscono a fabbricati caratterizzati da coefficienti medi ponderali di trasmissione K pari 3÷5 W/m².°C; i valori minori, a fabbricati con K = 1÷2 W/m².°C.

(21) Per *volumi* (o *ricambi*) *orari* si intende il numero di volte all'ora che l'aria di un ambiente viene sostituita con altra aria.

somma di tre componenti rappresentanti rispettivamente il calore assorbito nell'anno dalle seguenti utenze:

- Q_c = *utenze tecnologiche costanti*, la cui potenza W_c è poco o nulla influenzata dalle condizioni meteorologiche: fra queste utenze possono essere incluse la cucina, le docce, l'eventuale lavanderia, ecc.;
- Q_m = *utenze tecnologiche meteorologiche*, la cui potenza W_m è direttamente legata alle condizioni meteorologiche, in particolare alla temperatura esterna: si cita ad esempio la ventilazione di cabine e forni di verniciatura, nei quali la temperatura dell'aria immessa deve essere costante e indipendente dalla temperatura esterna;
- Q_a = *utenze di acclimazione ambientale* (riscaldamento e ventilazione), la cui potenza W_a è anch'essa funzione delle condizioni meteorologiche.

Elenchiamo di seguito i parametri che influiscono sul valore istantaneo delle potenze.

1) *Potenza termica installata* W_{inst} (influenza W_c, W_m, W_a): è evidente che il fabbisogno di calore di ogni utenza è direttamente proporzionale alla rispettiva W_{inst};
2) *Gradi-giorno* °C-d (influenzano W_m e W_a): la definizione più immediata si ricava dalla fig. 43.45, nella quale sono riportati l'andamento annuo della temperatura esterna ed una temperatura ambiente di riferimento; i gradi-giorno sono qualitativamente rappresentati dall'area a tratteggio incrociato. In sostanza, il numero di gradi-giorno, caratteristico di ciascun ambiente e di una determinata località (ossia a parità di condizioni meteorologiche statistiche), è misurato dalla sommatoria delle differenze fra la temperatura interna (22) e la temperatura media esterna giornaliera (sommatoria estesa ai giorni dell'anno in cui funziona l'impianto di riscaldamento).

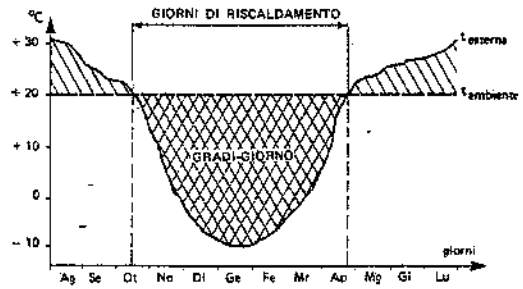


Fig. 43.45 – Rappresentazione schematica dei gradi-giorno.

Per i *fabbricati adibiti a residenza, uffici, ospedali, scuole e simili*, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, fornisce i gradi-giorno per numerose località italiane (tab. 43.I). Per i *fabbricati industriali* si può determinare il numero di gradi-giorno adottando i valori dei tre seguenti parametri che meglio rispondono alle specifiche esigenze dell'industria in esame (23):

- *Temperatura esterna giornaliera:* viene considerata pari o al valore medio integrale esteso alle 24 ore o alla media aritmetica di 3÷5 valori della temperatura rilevati ad ore prefissate, generalmente fra le 5 e le 22. Con riferimento a processi produttivi continui, è ovviamente più significativa la media integrale, mentre quella aritmetica è più rappresentativa per stabilimenti operanti su due turni (ad esempio, dalle 6 alle 22).

(22) Per i fabbricati industriali, il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, stabilisce come valore massimo della temperatura interna 18°C.

(23) Si noti che il parametro gradi-giorno ha le dimensioni grado Celsius x giorno.

- *Temperatura ambiente:* varia a seconda degli ambienti e delle attività che in essi si svolgono (ad esempio, 16°÷18°C nelle officine; 20°÷22°C in locali di verniciatura; 4°C in certi magazzini). Inoltre, occorre tenere conto che, contrariamente ai locali ad uso residenziale che devono essere riscaldati sette giorni alla settimana, alcune industrie consentono apprezzabili "attenuazioni" della temperatura ambiente nei giorni non lavorativi.
- *Giorni all'anno* (=d/a): non si conteggiano tutti i giorni solari, ma solo quelli preceduti da alcuni giorni (ad esempio tre) con temperatura media inferiore a un dato valore (ad esempio, 12°C). Questo criterio non è applicabile ai fabbricati industriali caratterizzati da bassa inerzia termica (v. capitolo 13 § 4); in questi casi si devono conteggiare tutti i giorni dell'anno (inteso come periodo di riscaldamento).

3) *Coefficiente di utilizzazione nel tempo* K_h (influenza W_c, W_m, W_a): il consumo di calore di ogni impianto è direttamente proporzionale alle ore annue di utilizzazione dello stesso; si può scrivere:

$$K_h = \frac{\text{ore utili}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{giorni utili}}{\text{anno}} : 8760\ \text{h/a}$$

4) *Intermittenza* I (ha influenza su W_c, W_m, W_a). Poiché ad ogni arresto, giornaliero o di fine settimana, tutto o quasi il calore accumulato nei vari impianti viene dissipato, ognuno degli n avviamenti effettuati in un anno richiede una determinata quantità di calore Q_{avv}. La quantità di calore assorbito è pertanto pari a $n \cdot Q_{avv}$. Evidentemente ogni impianto ha propri valori di n e di Q_{avv}.

5) *Funzionamento a produzione ridotta* K_p (ha influenza su W_c, W_m, W_a).

a) Ogni impianto tecnologico assorbe due aliquote di potenza termica: la prima, W_1, occorrente per mantenerlo in condizioni di attività, risulta indipendente dalla quantità di materiale trattato; la seconda, W_2, occorrente per sottoporre il materiale al ciclo termico previsto, è proporzionale alla quantità di materiale trattato. Si può quindi scrivere:

$$K_p = W_1 \frac{\text{ore annue di esercizio}}{8760\ \text{h/a}} + W_2 \int_0^{8760} \frac{\text{produzione effettiva}}{\text{produz. nominale max}}$$

b) Nel caso degli impianti di riscaldamento e ventilazione, il parametro gradi-giorno tiene già conto del funzionamento "a produzione ridotta" tipico di questi impianti. Dato però che generalmente non si dispone del valore preciso di gradi-giorno per l'industria in esame, si deve introdurre il parametro K_p per compensare tale inesattezza.

6) *Insolazione* K_i (influenza solo W_a): appositi programmi di calcolo consentono di valutare l'apporto di calore W_i che un fabbricato può, ora per ora, ricevere direttamente per irraggiamento solare. Tale apporto è funzione delle caratteristiche del fabbricato quali posizione geografica, orientamento, entità e tipo delle superfici opache e vetrate. Il calore effettivamente ricevuto per insolazione è però funzione della trasparenza dell'atmosfera locale; quest'ultimo è un parametro meteorologico del quale non si dispone di adeguati dati statistici: non è pertanto possibile effettuare una previsione quantitativa dell'entità di calore ricevuta per insolazione. Il coefficiente K_i, il cui valore è positivo e poco inferiore all'unità, tiene conto del calore ricevuto per irraggiamento (calore che può essere calcolato secondo il metodo esposto nella norma UNI 8477-83 sulla valutazione dell'energia solare ricevuta dagli edifici).

7) *Vento* K_v (influenza solo W_a): all'aumentare della velocità dell'aria esterna, la potenza termica dispersa W_a aumenta perché:
- all'aumentare della velocità dell'aria a contatto dell'involucro, la trasmissione termica del fabbricato cresce secondo una legge non facilmente determinabile;
- per motivi aerodinamici, a contatto del fabbricato si creano zone di alta e di bassa pressione che favoriscono un aumento del ricambio naturale.

K_v deve essere applicato a W_a e, essendo minore dell'unità, consente di tenere conto del fatto che il vento non ha sempre l'intensità massima adottata nel calcolo di W_a. L'incidenza del parametro in esame è ovviamente apprezzabile nelle sole zone ventose.

8) *Calore endogeno* W_e (influenza solo W_a): tutta l'energia contenuta nei servomezzi assorbiti dai processi tecnologici (energia elettrica, combustibili, aria compressa, ecc.) si libera in ambiente sotto forma di calore. Dato che tale calore è generalmente concentrato in zone limitate, in esse costituisce un "inquinante" e come tale dovrebbe essere allontanato, anche nella stagione fredda, prelevandolo il più possibile vicino alla fonte. Comunque, una parte W_e di tale calore non viene asportata e comporta un minor consumo di calore che occorre detrarre da W_a.

Introducendo i parametri suddetti nella formula (43.6), ove siano noti gli effettivi andamenti nel tempo dei parametri stessi, è possibile determinare quantitativamente il fabbisogno di calore globale annuo di un determinato stabilimento.

Risulta infatti:

$$Q = \Sigma Q_c + \Sigma Q_m + \Sigma Q_a \tag{43.7}$$

dove (24):

$$Q_c = \int_0^{8760} W_{inst_c} \cdot K_{h_c} \cdot K_{p_c} + n_c Q_{avv_c}$$

$$Q_m = \int_0^{8760} W_{inst_m} \cdot K_{h_m} \cdot K_{p_m} (°C\text{-}d \cdot 24) + n_m Q_{avv_m}$$

$$Q_a = \int_0^{8760} W_{inst_a} \cdot K_{h_a} \cdot K_{p_a} \cdot K_v \cdot K_i (°C\text{-}d \cdot 24) + n_a Q_{avv_a} - W_e$$

(24) 8760 sono le ore/anno e gli indici c, m ed a hanno i significati citati all'inizio del paragrafo.

Le considerazioni precedenti sono state riportate per mettere in evidenza i numerosi parametri in gioco. All'atto pratico, il fabbisogno di calore annuo si valuta estrapolando i consumi noti a consuntivo di stabilimenti analoghi già esistenti ed effettuando una analisi critica di tali consumi alla luce dei vari parametri sopra indicati.

A questo proposito, si riportano i seguenti valori statistici pluriennali di fabbisogni termici relativi a:

- località non ventose, con circa 2500°C-d;
- fabbricati industriali con copertura a shed, altezza sotto catena ≈ 7 m;
- ventilazione forzata pari a ≈ 3 volumi/h; potenza termica endogena pari a ≈ 30 W/m²; attività di 16 ore/giorno per 5 giorni/settimana:
  $Q_a = W_{inst_a} \cdot$ (ore di esercizio/anno) $\cdot$ 0,5 (= coefficiente globale di utilizzazione) = 5÷7 kg di olio combustibile per metro cubo ambiente e per anno.

43.11. BIBLIOGRAFIA

A. Schack, *La trasmissione industriale del calore*, Milano, Hoepli.

C. Rumor e G. Strohmenger, *Riscaldamento, ventilazione, condizionamento, impianti sanitari*, Milano, Hoepli.

G. Salvi, *La combustione*, Milano, Tamburini.

O. Barberton et alii, *Steam: its generation and use*, New York, The Babcock & Wilcox Co.

B. Turner, *Workbook of atmospheric dispersion estimates*, Cincinnati, National Air Pollution Administration.

V. Corrado, *Applicazione della nuova normativa sul risparmio energetico e sue implicazioni sulla progettazione dell'involucro edilizio*, Convegno FIRE "La legislazione energetica e le sue implicazioni per gli operatori", Torino, 1994.

P. Anglesio, N. Cardinale, C. Caruso, *Sviluppi della ricerca italiana sulla progettazione e sulle prestazioni energetiche dei camini*, La termotecnica, 1988.

M. Girard, M. Masoero, *La ventilazione dei locali: l'aspetto normativo*, CH_4 Energia metano, n. 5, 1995.

P. Andreini e D. Pitimada, *Riscaldamento degli edifici*, Milano, Hoepli.

44. Impianti di condizionamento dell'aria

44.1. GENERALITÀ

Condizionare l'aria significa portarla a prestabilite condizioni di temperatura, umidità e purezza. I trattamenti adottati per condizionare l'aria di un ambiente sono i seguenti:

- filtrazione;
- riscaldamento e/o raffreddamento;
- aggiunta o sottrazione di vapore acqueo.

Solo se l'aria subisce tutti i trattamenti suddetti si parla di condizionamento o climatizzazione. Il semplice riscaldamento dell'aria ambiente è ottenuto a mezzo di impianti di riscaldamento (v. capitolo 43), mentre il rinnovo dell'aria ambiente è affidato agli impianti di ventilazione.

Il condizionamento dell'aria può risultare necessario sia per il "benessere" delle persone che occupano determinati ambienti sia per esigenze tecnologiche.

Da quest'ultimo punto di vista, si rileva che le caratteristiche fisiche dell'aria possono avere un'influenza non trascurabile sulle sostanze presenti in un locale industriale, sia in fase di lavorazione che di conservazione, donde la necessità di correggere la temperatura e/o l'umidità dell'aria ambiente (1). Inoltre, la presenza o la lavorazione di determinate sostanze può sviluppare ed immettere nell'ambiente degli inquinanti (calore, umidità, vapori, odori, ecc.) che devono essere in qualche modo rimossi per salvaguardare la salubrità dell'ambiente stesso (2).

(1) Per esempio, nei reparti di filatura e tessitura, si rende necessaria una costante umidità relativa dell'aria ambiente, per il fatto che il contenuto di umidità delle fibre tessili igroscopiche (lana) influisce sulla loro lavorabilità, resistenza, morbidezza. D'altra parte, l'elevata densità di potenza dissipata in ambiente dalle macchine operatrici pone anche problemi di raffreddamento dell'aria. Esigenze analoghe si possono presentare nelle industrie dolciarie, elettroniche, di materiali fotosensibili, cartarie, tipografiche, ecc.

(2) Lavorazioni di alta precisione e farmaceutiche richiedono l'adozione di "camere bianche" nelle quali si devono garantire – oltre a precisi valori di temperatura e umidità – una bassissima presenza di particelle di polvere ed un moto laminare dell'aria.

Per quanto riguarda gli aspetti fisiologici del condizionamento, consideriamo anzitutto i rapporti che intercorrono, dal punto di vista degli scambi termici, tra l'uomo e l'ambiente in cui egli opera.

Il corpo umano produce, per effetto del metabolismo, una determinata quantità di energia, parte della quale viene ceduta all'ambiente circostante sotto forma di calore; questa dipende dall'attività che l'individuo svolge e la tab. 44.I fornisce le quantità di calore cedute in alcune condizioni ambientali.

La dispersione di energia avviene ad una temperatura media interna del corpo umano pressoché costante (circa 37°C), grazie ad un complesso sistema di termoregolazione.

Lo scarto di temperatura corporea interna che un organismo può tollerare senza alcun fastidio, è all'incirca di ± 1°C. Un individuo si trova in "stato di benessere" in un determinato ambiente allorché le condizioni climatiche dell'ambiente stesso sono tali da permettere al suo corpo o di emettere tutto il calore metabolico, mantenendo costante la temperatura di 37°C, o di non doverne generare oltre il necessario.

Lo scopo principale degli impianti di condizionamento dell'aria è appunto quello di realizzare condizioni ambientali di benessere per le persone (a parte i casi in cui il condizionamento sia richiesto per esigenze tecnologiche).

Il calore prodotto dal corpo umano viene disperso per conduzione, convezione e irraggiamento (calore sensibile), oltre che per evaporazione di acqua dovuta alla traspirazione della pelle, alla sudorazione ed alla respirazione (calore latente).

Il calore prodotto passa per conduzione e convezione dall'interno alla superficie esterna del corpo. Il passaggio del calore dal corpo all'aria ambiente avviene per convezione: esso può essere positivo (se ceduto all'aria) o negativo (se assorbito dall'aria) a seconda che la temperatura dell'aria sia inferiore o superiore a quella della pelle; un aumento della velocità dell'aria accresce tale scambio.

Invece, lo scambio di calore tra il corpo e le pareti circostanti avviene per irraggiamento: esso risulta positivo o negativo a seconda che la temperatura cutanea sia maggiore o minore di quella delle pareti stesse.

L'entità dell'evaporazione dell'acqua dipende dall'umidità relativa dell'aria ambiente; la velocità dell'aria influisce sull'efficienza di tale evaporazione.

Il suddetto bilancio energetico può essere espresso con l'equazione:

$$M = A + C + R + E \qquad (44.1)$$

dove:
M = calore di origine metabolica ceduto all'ambiente;
A = calore accumulato dall'organismo;
C = calore scambiato per convezione;
R = calore scambiato per irraggiamento;
E = calore corrispondente all'evaporazione dell'acqua.

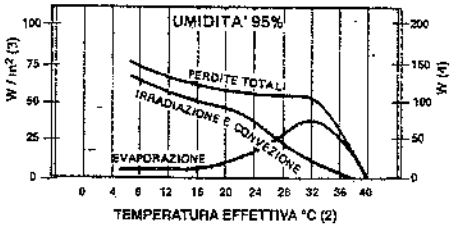
Nella (44.1) i termini M ed E sono sempre positivi, mentre gli altri possono essere positivi o negativi.

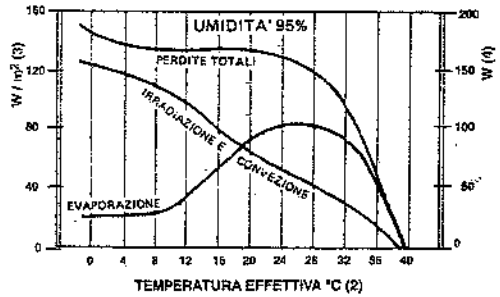
Poiché l'organismo umano è dotato di una notevole facoltà di adattamento, le quantità A, C, R, E possono variare sensibilmente, pur rimanendo costante il valore M, a scapito però del benessere fisico dell'individuo.

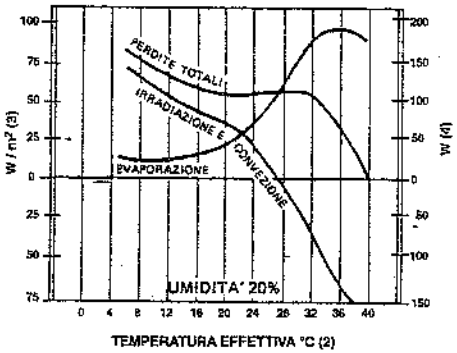
Quindi, le sensazioni di benessere o di disagio percepite in un determinato ambiente (a prescindere dalla eventuale presenza di sostanze anomale nell'aria), dipendono sostanzialmente dai seguenti fattori:

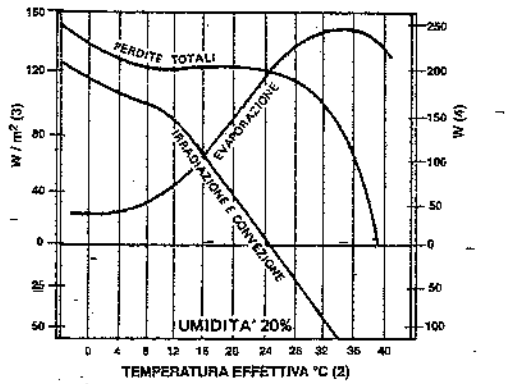
Tabella 44.I – Quantità di calore emesse da un individuo a seconda dell'attività (valori medi approssimativi con umidità relativa in ambiente del 50-60%).

Attività	Calore totale medio (metabolismo)	Calore sensibile e latente (W) per temperatura ambiente (1) di					
		20°C		24°C		28°C	
	W	Sensibile	Latente	Sensibile	Latente	Sensibile	Latente
Seduto a riposo	105	75	30	70	35	50	55
Seduto con attività normale di ufficio	130	80	45	70	60	50	75
In piedi a passeggio	145	80	65	75	70	55	95
Lavoro sedentario	160	95	70	80	80	60	105
Lavoro leggero in piedi	220	105	115	90	135	60	160
Lavoro discretamente pesante	290	135	155	110	180	80	210
Lavoro pesante	420	175	245	150	270	115	300









(1) Misurata con termometro a bulbo secco.
(2) Misurata con globotermometro.
(3) Perdita di calore per metro quadro di superficie corporea.
(4) Perdita di calore dell'uomo normale, avente 1,80 m² di superficie corporea.

a) temperatura dell'aria;
b) umidità relativa dell'aria;
c) velocità dell'aria;
d) temperatura delle pareti e degli oggetti circostanti;
e) protezione termica del corpo (abiti).

Tali fattori interagiscono in modo complesso e non ben definito. Sono stati condotti studi e ricerche in laboratori specializzati, al fine di individuare le condizioni più convenienti da realizzare nei locali in rapporto alle condizioni esterne ed a quelle degli occupanti, nonché le variazioni dei suddetti parametri a÷e che non provocano alterazioni sensibili dello stato di benessere degli individui.

In linea di principio, pertanto, le condizioni ambientali di un locale chiuso dovrebbero essere individuate (a parità del fattore e) dai valori dei quattro fattori a, b, c, d.

Due o più locali, caratterizzati da valori diversi dei suddetti fattori a, b, c, d, possono dar luogo alla stessa sensazione di caldo o di freddo allorché si passa da un locale all'altro: in tale caso, essi sono considerati *climaticamente* equivalenti e si dice che hanno la stessa *temperatura effettiva*.

La temperatura effettiva è una grandezza complessiva introdotta dall'ASHRAE (*American Society Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) ed ormai universalmente adottata, atta a definire con un solo valore, anziché con quattro, le caratteristiche termiche ambientali di un determinato locale.

Essa viene determinata considerando un locale di riferimento contenente aria satura di vapore e dotata di bassa velocità (< 0,15 m/s); la temperatura dell'aria ambiente di questo locale di riferimento corrisponde alla temperatura effettiva.

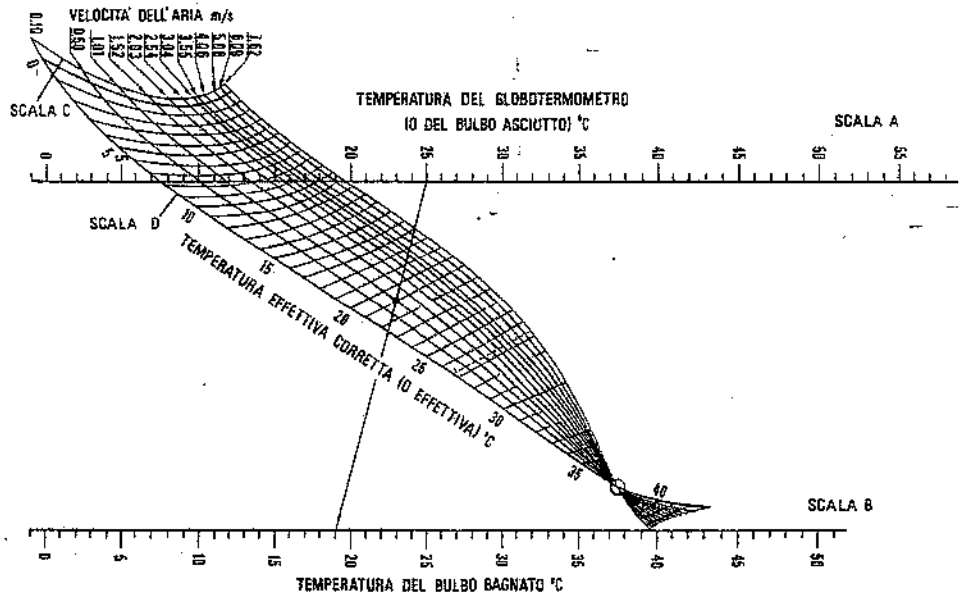
Il grafico di fig. 44.1 permette di determinare la temperatura effettiva di un locale nelle ipotesi limitative seguenti:
– temperatura delle pareti interne uguale a quella dell'aria ambiente;
– riscaldamento o raffreddamento dell'aria ambiente per sola convezione (3);
– persone in riposo o quasi;
– indumenti normalmente indossati in locali chiusi.

La determinazione della temperatura effettiva di un locale a mezzo della fig. 44.1 si effettua nel seguente modo:
– si segnano rispettivamente i valori della temperatura al bulbo asciutto ed al bulbo umido sulle scale A e B;
– si uniscono con un segmento i punti rappresentativi delle suddette temperature;
– si legge la temperatura effettiva sulla scala C, in corrispondenza del punto di intercettazione tra il sopra indicato segmento e la curva corrispondente alla velocità dell'aria nel locale considerato.

In pratica, anziché la temperatura effettiva di un locale, si può considerare la *temperatura effettiva corretta*. Quest'ultima prescinde dalle prime due ipotesi limitative citate, in quanto viene determinata misurando la temperatura dell'aria ambiente, anziché con un normale termometro a bulbo asciutto, mediante il globotermometro, la cui indicazione è anche influenzata dalle fonti di calore radiante presenti nel locale (4).

(3) È cioè escluso il sistema di riscaldamento o raffreddamento a pannelli radianti, costituito da serpentini percorsi da acqua calda o fredda, generalmente installati a soffitto e/o sotto il pavimento.

(4) Com'è noto, il globotermometro è costituito da una sfera di rame cava e verniciata in nero con al centro un termometro a mercurio. In particolari situazioni, la correzione della temperatura effettiva apportata con il metodo citato può portare a valutazioni non del tutto corrette: in tali casi, è stato proposto di introdurre una correzione anche sulla temperatura al bulbo umido (v. capitolo 53).



Leggere su scala A: temperatura ambiente, fornita da un termometro normale a bulbo asciutto (b.a.) o dal globotermometro;
scala B: temperatura ambiente al bulbo umido;
scala C: velocità dell'aria nell'ambiente;
scala D: temperatura ambiente effettiva (se la temperatura ambiente al b.a. è data da un termometro normale) ovvero temperatura ambiente effettiva corretta (se la temperatura ambiente è data dal globotermometro).

ESEMPIO I: $t_{ba} = 25°C$ (termometro normale)
$t_{bu} = 19°C$
$v \approx 1$ m/s
$t_{eff.} = 21°C$

ESEMPIO II: $t_{glob.} = 25°C$
$t_{bu} = 19°C$
$v \approx 1$ m/s
$t_{eff.\ corretta} = 21°C$

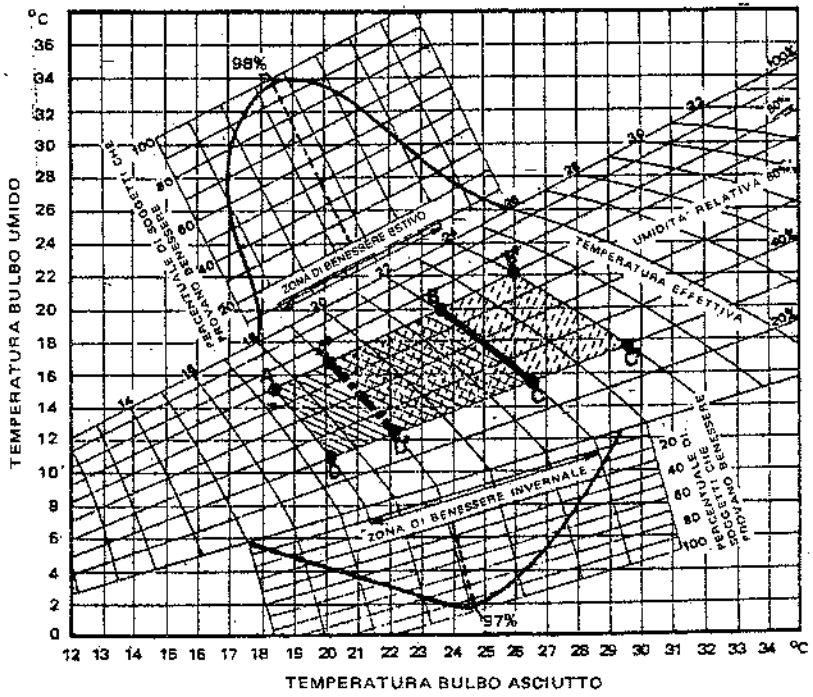
N.B.: L'esempio I prevede una temperatura media delle pareti uguale a quella dell'aria ambiente; l'esempio II prevede una temperatura media delle pareti maggiore di quella dell'aria ambiente. La temperatura è uguale nei due casi, cioè si ha lo stesso benessere. Vale a dire, nel caso II si ha lo stesso benessere che nel I pur avendo una temperatura ambiente minore causa il maggior irraggiamento delle pareti.

Fig. 44.1 – Grafico per la determinazione della temperatura effettiva corretta (o della temperatura effettiva) di locali con aria alle velocità indicate, valido per persone in attività limitata e vestite normalmente.

Per la valutazione della temperatura effettiva corretta si utilizza lo stesso diagramma di fig. 44.1, dove però sulla scala A si legge la temperatura al globotermometro; operando poi nello stesso modo prima indicato, si individua sulla scala C la temperatura effettiva corretta del locale in esame.

Per mezzo di esperienze e di rilevazioni statistiche, si sono determinate le condizioni di benessere per la stagione estiva e per la stagione invernale.

I risultati, riportati sul *diagramma del benessere* (fig. 44.2), costituiscono una guida per individuare le più adatte condizioni da assicurare negli ambienti di lavoro, anche se i risultati stessi non possono essere considerati validi in assoluto ed in ogni caso. Basti pensare che la densità delle persone presenti in un locale ha notevole



La zona di benessere invernale è compresa nel trapezio ABCD.
La zona di benessere estivo è compresa nel trapezio A'B'C'D'.
Le due zone si sovrappongono parzialmente nel quadrangolo A'BCD'. La curva riportata nella parte inferiore indica che il 97% di persone considera confortevole, in inverno, una temperatura effettiva di 19°C. La curva riportata nella parte superiore evidenzia che il 98% di persone considera confortevole, in estate, una temperatura effettiva di 21,5°C.

Fig. 44.2 – Diagramma di benessere ambientale (per velocità dell'aria minori di 0.5 m/s).

importanza per il benessere, a causa del fenomeno della reciproca radiazione dei corpi: quando i locali sono affollati si deve infatti mantenere una temperatura inferiore a quella che sarebbe necessaria negli stessi locali con poche persone.

Anche il tempo di permanenza influisce sulla sensazione di benessere, unitamente al dislivello di temperatura fra ambiente esterno ed ambiente condizionato.

In conclusione, molte variabili, talune anche di difficile determinazione pratica e teorica, entrano nel problema. La stessa componente psicologica interviene ad esaltare o ad attenuare la reattività dell'individuo. Il benessere, conseguibile come combinazione di effetti fisiologici provocati dal clima artificiale, costituisce pertanto un limite cui tende l'impianto di condizionamento; in pratica, a quest'ultimo si chiede di

attenuare quanto più possibile il disagio derivante dai concomitanti fattori di clima esterno e ambiente di lavoro.

La norma ISO 7730 fornisce un metodo per valutare il prevedibile gradimento di un dato "clima artificiale" definito dai sopra citati parametri a÷e; il metodo è stato sviluppato in base ad un lavoro sperimentale condotto su un campione di circa 1300 individui.

44.2. NORMATIVA SUL CONDIZIONAMENTO AMBIENTALE

La legislazione nazionale si sofferma sulle condizioni termoigrometriche e sulla purezza dell'aria ambientale solo nel D.M. 18 dicembre 1975 che riporta norme tecniche relative all'edilizia scolastica. Le indicazioni contenute nel D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303 (artt. 9, 11 e 22) e nel D.Lgs. 19 settembre 1994, n. 626 (art. 33) sono assai generiche.

Ai fini del contenimento del flusso termico attraverso le chiusure, il suddetto decreto del 1975 indica i valori massimi della trasmittanza in funzione della massa delle chiusure opache e trasparenti (tab. 44.II). Inoltre, prescrive che le superfici trasparenti siano dotate di schermature esterne mobili, atte a garantire che il flusso termico entrante dovuto all'irraggiamento solare non risulti superiore al 30% di quello che si verificherebbe senza le schermature. Infine, sempre secondo il citato D.M., la temperatura, l'umidità relativa e l'entità della ventilazione negli ambienti adibiti ad usi scolastici devono essere pari a:

Tabella 44.II – Valori massimi della trasmittanza in funzione della massa media delle chiusure opache e trasparenti.

Chiusure opache	verticali				di copertura e di calpestio		
Massa areica (kg/m²)	20	50	100	≥200	100	200	≥300
Trasmittanza (W/m²·°C)	0,80	0,71	0,94	1,27	0,70	0.94	1,16

La trasmittanza media (telaio + vetro) delle chiusure trasparenti deve risultare ≤ 4 W/m²·°C nell'Italia del Nord e al di sopra dei 500 m di altitudine; ≤ 6.4 W/m²·°C lungo la fascia costiera della penisola e nelle isole

- temperatura invernale: 20°C + 2°C;
- temperatura superficiale minima sulla superficie interna delle chiusure esterne opache di ogni ambiente: 14°C;
- umidità relativa invernale: 45÷55%;
- ventilazione: 2,5÷5 ricambi/ora, a seconda del tipo di scuola.

A proposito di quest'ultimo parametro, si ricorda che il numero di ricambi (o rinnovi) orari misura il numero di volte all'ora che l'aria contenuta in un ambiente viene totalmente sostituita con aria atmosferica esterna.

La tab. 44.III fornisce valori indicativi dei ricambi/ora per alcuni ambienti: moltiplicando il volume totale di un ambiente per il numero di ricambi orari prestabiliti, si ottiene la quantità d'aria necessaria per la ventilazione.

Nella progettazione degli impianti di condizionamento si deve tenere presente la norma UNI 10339-95 ("Impianti aeraulici a fini di benessere"). Tale norma, con riferimento agli edifici adibiti ad uso civile, precisa i valori dei seguenti parametri: portate di aria esterna e di estrazione; qualità dell'aria esterna e velocità massime dell'aria immessa all'interno; condizioni termoigrometriche esterne estive ed invernali.

La tab. 44.IV riporta i valori di temperatura e umidità relativa per alcune località, mentre la tab. 44.V suggerisce coppie di valori della temperatura e dell'umidità relativa idonei ad assicurare condizioni di benessere fisiologico negli ambienti di lavoro: a ciascuna coppia di valori corrispondono effetti all'incirca equivalenti per quanto riguarda gli scambi termici tra organismo ed ambiente, supponendo costante la velocità dell'aria. A quest'ultimo proposito, la norma UNI 10339 fornisce una serie di valori raccomandati per le velocità dell'aria di riscaldamento e di raffrescamento all'interno del volume occupato dalle persone in vari ambienti destinati ad usi civili: i valori della velocità dell'aria di riscaldamento sono già stati riportati nel capitolo 43 § 9; quelli dell'aria di raffrescamento sono compresi fra 0,05 e 0,25 m/s e risultano generalmente inferiori a quelli ammessi negli ambienti industriali aventi altezze sotto catena ≥ 5 m (v. capitolo 53.3).

Tabella 44.III – Quantitativi di aria di rinnovo generalmente adottati.

Locale	volumi/h	m³/h · persona
Abitazione	1÷3	35
Ufficio	2÷4	25
Sala riunione	5÷10	50
Aula	3÷4	25
Teatro	5÷10	25
Cucina	5÷15	–
Magazzino	1÷2	15
Mensa aziendale	4÷6	20
Ristorante	4÷6	20
Ospedale (camere)	2÷4	35
Officina meccanica	2÷4	–
Officina di montaggio	1,5÷2	–
Officina di verniciatura (entro cabine)	3÷5	–
Fonderia	5÷8	–
Trattamenti termici	5÷8	–
Zone con lavorazioni particolarm. inquinanti	10÷50	–
Autorimessa	5÷10	–

Sul riscaldamento e raffrescamento degli edifici, si citano ancora le UNI 10345, 10346, 10347 e 10349.

Tabella 44.IV – Valori di temperatura e umidità relativa in alcune città italiane nei periodi invernale ed estivo.

Città	Inverno	Estate	
	temperatura °C	temperatura °C	umidità relativa %
Cagliari	+3	32	60
Milano	–5	32	50
Napoli	+2	32	60
Palermo	+5	34	60
Roma	0	32	50

Tabella 44.V – Valori ottimali di temperatura e umidità relativa dentro locali chiusi.

Parametri	Inverno	Estate				
Temperatura esterna °C	–	20	25	30	32	34
Temperatura interna °C	18÷20	22	23	25	26	27
Umidità relativa min. %	35	–	–	–	–	–
Umidità relativa max. %	–	65	65	60	55	50

44.3. PRINCIPALI COMPONENTI DEGLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO

Come detto, il condizionamento comporta l'effettuazione di determinati trattamenti sull'aria (filtrazione, riscaldamento e/o raffreddamento, aggiunta o sottrazione di vapore acqueo), atti ad ottenere prefissate condizioni ambientali.

Tali trattamenti possono essere realizzati, in alternativa:
- in unità di trattamento centralizzate;
- parte in unità di trattamento centralizzate e parte in unità di zona (5).

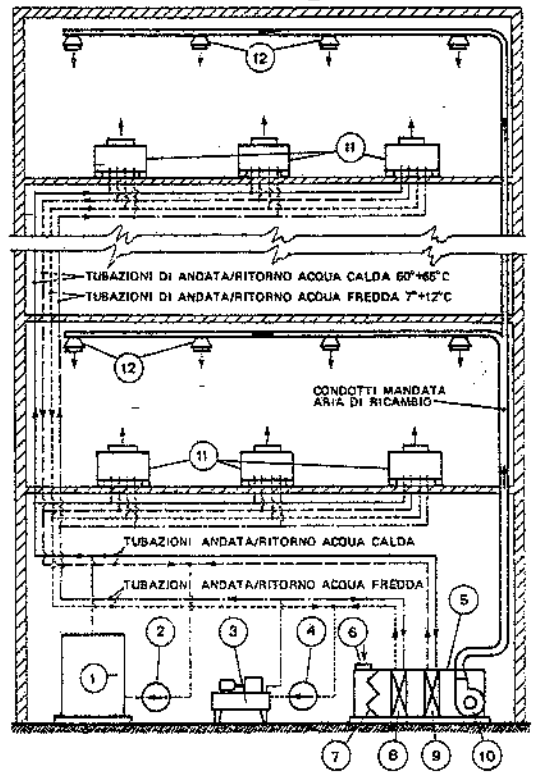
L'aria trattata nei condizionatori deve essere prelevata, prima del trattamento, dall'atmosfera esterna e/o dall'interno dei locali ed essere distribuita nei locali stessi.

Il prelievo e la distribuzione avvengono a mezzo di appositi canali (detti anche condotti o canalizzazioni).

Per la realizzazione dei suddetti trattamenti occorrono determinate apparecchiature e manufatti, atti a produrre-veicolare-scambiare-regolare l'energia termica necessaria. Tali componenti devono consentire di somministrare o sottrarre calore e vapore acqueo all'aria di ogni singolo locale nelle quantità richieste.

La scelta e la programmazione di tali apparecchiature e manufatti devono essere precedute dallo studio delle trasformazioni occorrenti per l'aria da trattare una volta noti i carichi termici e le condizioni ambientali da realizzare.

La scelta del tipo di impianto di condizionamento da adottare dipende da diversi fattori e precisamente:
- potenzialità richiesta all'impianto;
- esposizione dei locali da condizionare e loro suddivisione in zone;
- variabilità dei carichi termici nel tempo;
- caratteristiche costruttive dell'edificio;
- dimensioni dei locali e rispettive destinazioni.



1. Caldaia per riscaldamento acqua calda nel salto 65 ÷ 80 °C - 2. Elettropompa circolazione acqua calda - 3. Gruppo frigorifero per raffreddamento acqua nel salto 12÷7°C - 4. Elettropompa circolazione acqua fredda - 5. Mobile condizionatore - 6. Bocca presa aria di ricambio - 7. Filtro - 8. Batteria raffreddamento aria - 9. Batteria riscaldamento aria - 10. Elettroventilatore di circolazione aria - 11. Condizionatori nei locali (o localizzati) - 12. Diffusori d'aria.

Fig. 44.3 – Schema di un impianto di condizionamento.

Le apparecchiature ed i manufatti costituenti un impianto di condizionamento possono essere suddivisi in tre gruppi (fig. 44.3).

1) La *centrale* (termica, frigorigena, di ventilazione), nella quale si trattano opportuna-

(5) Vd. § 44.6 per la definizione di zona.

mente i mezzi termovettori o *transfer* (v. capitolo 43 § 5) e si somministra agli stessi l'energia occorrente per farli circolare nell'impianto.
I componenti più importanti sono:
- caldaie con bruciatori e depositi di combustibile (v. capitolo 43);
- gruppi frigorigeni;
- unità di trattamento d'aria centralizzati (o di zona);
- elettropompe ed elettroventilatori;
- complesso di tubazioni per il collegamento dei suddetti componenti tra di loro;
- sistema per la regolazione automatica dell'intero sistema e contabilizzazione dell'energia nelle varie forme presenti.

2) Le *reti di trasporto*, per mezzo delle quali i transfer sono distribuiti dalla centrale ai vari dispositivi utilizzatori (erogatori d'ambiente).
Tali reti sono costituite da:
- canali per il trasporto del transfer aria;
- tubazioni per il trasporto dei transfer liquidi.

3) Gli *erogatori d'ambiente*, che immettono nei vari locali, a mezzo di aria trattata, l'energia termica occorrente per mantenere negli ambienti stessi le condizioni termoigrometriche richieste. Fanno parte del gruppo "erogatori":
- i condizionatori localizzati;
- i diffusori d'aria.

Nei locali in cui sono installati gli erogatori, si prevede sovente l'aspirazione dell'aria ambiente al fine di ricircolarla e/o espellerla all'esterno.

Talora, nel caso di singoli locali o zone, l'impianto di trattamento dell'aria (ad eccezione della caldaia) è concentrato in un unico involucro a forma di armadio; a tale armadio, chiamato "mobile condizionatore autonomo", arrivano solamente le tubazioni del transfer caldo ed i cavi dell'energia elettrica.

Si riportano di seguito alcuni cenni sui componenti più caratteristici degli impianti di condizionamento.

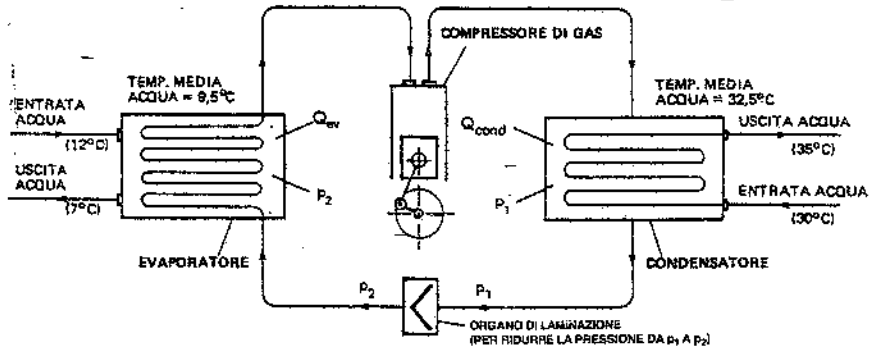
Gruppi frigorigeni

Il gruppo frigorigeno è un sistema che consente di trasferire energia termica (o calore) da un fluido a bassa temperatura ad un altro a temperatura maggiore (fig. 44.4). Questo componente è di solito impiegato per raffreddare il transfer acqua (6).

L'acqua viene normalmente raffreddata fino alla temperatura necessaria (minore della temperatura di rugiada dell'aria) per garantire la prestabilita deumidificazione dell'aria.

Si tenga presente che, per realizzare il necessario flusso di calore fra l'aria da raffreddare nella batteria del condizionatore e l'acqua, occorre una differenza di temperatura non inferiore a circa 5°C fra l'aria uscente e l'acqua entrante; la stessa differenza di temperatura è richiesta nell'evaporatore del gruppo frigorigeno (refrigeratore dell'acqua) fra l'acqua uscente e il fluido frigorigeno che evapora.

(6) In alcuni casi, però, specie per potenze modeste, si utilizza come transfer lo stesso fluido refrigerante, inviandolo direttamente nella batteria di raffreddamento dell'aria costituente l'evaporatore del gruppo frigorigeno. Per molti anni, come fluido refrigerante si sono utilizzati i clorofluorocarburi (CFC), sovente denominati con il termine generico *freon* e notoriamente dannosi per lo strato di ozono stratosferico. Per quest'ultimo motivo, si registra una concreta tendenza a utilizzare – in sostituzione del freon – altri fluidi non dannosi.



p_1 = pressione nel condensatore; p_2 = pressione nell'evaporatore.
Potenzialità gruppo frigorigeno (Q_{ev}) = quantità oraria di calore sottratta dal gas nell'evaporatore; Q_{cond} = quantità oraria di calore ceduta dal gas nel condensatore; P = potenza ceduta dal compressore per la circolazione del gas:

$$Q_{cond} = Q_{ev} - P \qquad \text{(kW)}$$

Fig. 44.4 – Schema di gruppo frigorigeno a compressione di gas.

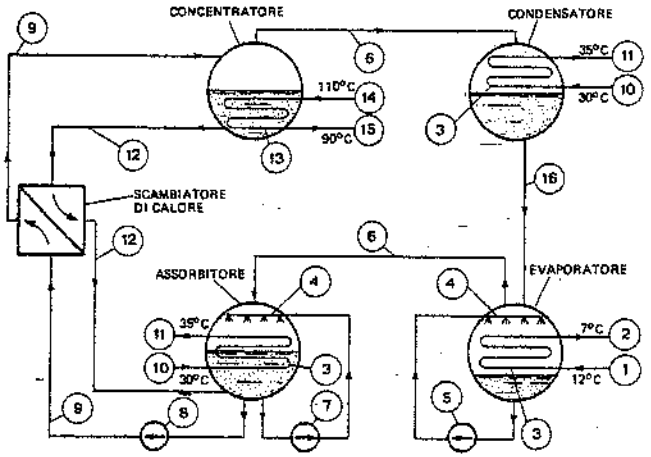
Quando si devono raggiungere temperature dell'aria inferiori a 0°C, la temperatura del liquido circolante nell'evaporatore deve scendere a valori sotto 0°C. In questo caso, si aggiungono all'acqua degli additivi anticongelanti (poliglicoli) per evitare il congelamento dell'acqua nell'evaporatore.

La gamma di potenze termiche degli impianti frigorigeni è quanto mai estesa: da 0,1 kW ad alcuni MW. Per potenze superiori a 1 MW si utilizzano compressori centrifughi. Per potenze inferiori, quelli a vite o alternativi. Nel campo 60÷150 kW sono anche impiegati i compressori a spirale orbitante.

Per una razionale parzializzazione del carico si tende a costruire impianti refrigeratori di acqua con più compressori in parallelo, che si arrestano e si avviano automaticamente in sequenza al variare del fabbisogno di freddo. Inoltre, ogni compressore è generalmente dotato di un dispositivo automatico, atto a parzializzare la potenzialità del compressore stesso.

Nel campo delle potenze comprese all'incirca fra 300 kW e 6 MW si utilizzano anche gruppi di refrigerazione dell'acqua del tipo *ad assorbimento* (fig. 44.5). In questi, anziché energia meccanica od elettrica, si utilizza energia termica sotto forma di vapore a bassa pressione (0,5÷1 bar) o di acqua surriscaldata. Questi gruppi eliminano del tutto i danni allo strato di ozono.

A determinate condizioni di funzionamento (quelle più usate per il condizionamento), un refrigeratore d'acqua con elettrocompressore assorbe circa 1 kWh elettrico ogni 4,6 kWh termici, mentre con impianto ad assorbimento (trascurando il consumo degli accessori, peraltro minimo) assorbe circa 1,6 kWh (termici) per 1 kWh (di freddo). Poiché per produrre 1 kWh di energia elettrica occorrono circa 2,5 kW di energia



1. Entrata acqua da raffreddare - 2. Uscita acqua refrigerata - 3. Serpentino raffreddante - 4. Ugelli spruzzatori - 5. Pompa di ricircolazione del refrigerante (acqua) - 6. Vapore d'acqua - 7. Pompa di ricircolazione della soluzione - 8. Pompa della soluzione - 9. Soluzione diluita - 10. Entrata acqua di raffreddamento - 11. Uscita acqua di raffreddamento - 12. Soluzione concentrata - 13. Serpentino riscaldante - 14. Entrata acqua surriscaldata - 15. Uscita acqua surriscaldata - 16. Condensa (acqua).

Fig. 44.5 – Schema di gruppo frigorigeno ad assorbimento.

primaria, se ne deduce che il ciclo ad assorbimento, nelle condizioni suddette, richiede circa il triplo di energia primaria.

A seconda della sorgente di energia, questo sistema può essere più o meno economico: è utilizzato vantaggiosamente qualora siano disponibili cascami di calore (ad esempio, sotto forma di vapore) altrimenti inutilizzati.

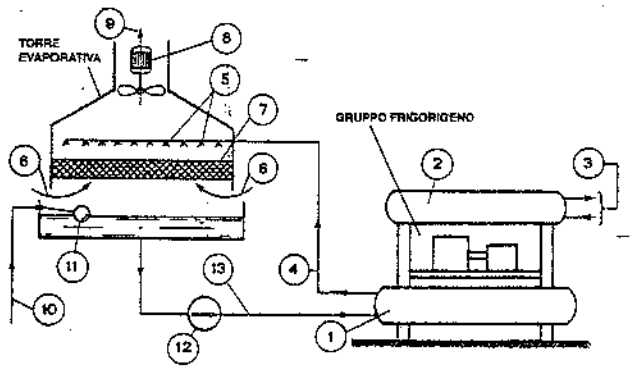
Nei gruppi frigorigeni, l'energia termica ricevuta dal condensatore (7) viene dispersa – se non diversamente utilizzata – nell'atmosfera (fig. 44.6) oppure in corpi idrici (mare o fiume). Ma poiché tali scarichi devono rispettare le vigenti normative di salvaguardia ambientale (di cui si dirà nei capitoli successivi), sempre più frequentemente si ricorre a condensatori raffreddati direttamente dall'aria atmosferica (condensatore ad aria), come schematizzato in fig. 44.7.

In genere, la differenza di temperatura fra il fluido frigorigeno che condensa (25°÷55°C) e l'acqua che esce dal condensatore è di circa 5°C, mentre quella fra condensante ed aria atmosferica uscente dal condensatore è di 10°÷20°C.

Quando il calore che si rende disponibile al condensatore di un impianto frigorigeno viene utilizzato (anziché essere dissipato nell'acqua o nell'atmosfera), si dice che l'impianto opera come *pompa di calore*.

Più generalmente, con l'espressione "pompa di calore" si indica qualsiasi impianto termogeneratore che "aspira" il calore da una sorgente a bassa temperatura (non superiore di solito a 30°C) tramite l'evaporatore di un ciclo frigorigeno e lo "pompa"

(7) Tale energia è circa uguale alla somma tra il calore sottratto nell'evaporatore e l'equivalente termico dell'energia assorbita dal compressore.



1. Condensatore ad acqua - 2. Evaporatore - 3. Acqua refrigerata - 4. Andata acqua alla torre - 5. Ugelli spruzzatori d'acqua - 6. Ingresso aria atmosferica - 7. Pacco disperdente - 8. Elettroventilatore - 9. Uscita aria - 10. Arrivo acqua di integrazione - 11. Galleggiante - 12. Elettropompa centrifuga - 13. Acqua di torre.

Fig. 44.6 – Sistema di raffreddamento del condensatore di un gruppo frigorigeno a mezzo di acqua raffreddata in una torre evaporativa (v. capitolo 48 § 13).

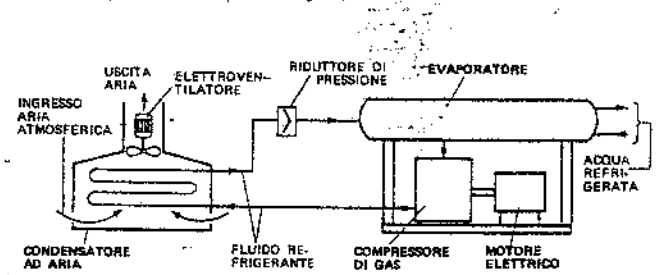


Fig. 44.7 – Gruppo frigorigeno con condensatore ad aria.

(a mezzo di un adeguato compressore) a più alta temperatura nel corrispondente condensatore: in questo circola un transfer che trasporta il calore all'utenza.

In linea di massima, l'impiego delle pompe di calore è conveniente quando:

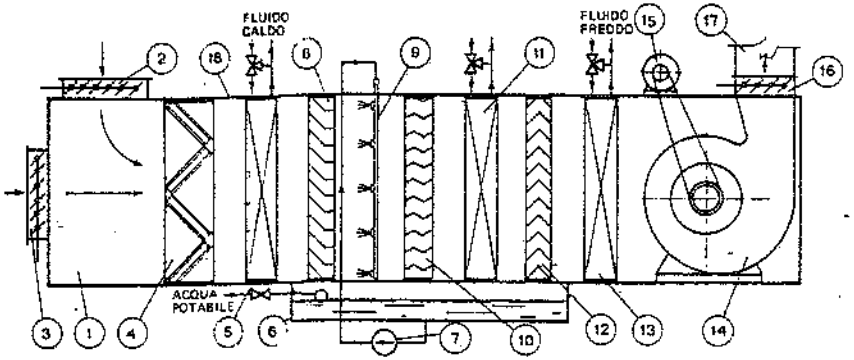
- si utilizzano sia il freddo prodotto dall'evaporatore sia il calore disponibile al condensatore;
- il compressore è dotato di motore termico (a combustione interna), per cui è possibile integrare la quantità di calore ceduta al transfer nel condensatore con il calore recuperato dai gas di scarico;
- è possibile far circolare nell'evaporatore acqua riscaldata mediante pannelli ad energia solare oppure acque di scarico tiepide provenienti da utenze tecnologiche: in tale modo, si utilizza nell'evaporatore energia termica a basso costo, che non sarebbe facile impiegare diversamente (a causa della insufficiente temperatura) e si aumenta la temperatura del transfer all'uscita del condensatore di 20°÷40°C rispetto a quella dell'acqua di recupero inviata all'evaporatore;
- è disponibile aria calda prelevata da ambiente (non altrimenti riutilizzabile) e la si invia nella pompa di calore per riscaldare aria atmosferica da immettere in ambiente.

Unità di trattamento aria centralizzate

Le unità di trattamento centralizzate sono in genere costituite da un involucro in lamiera zincata, con rivestimenti atermici ed afonici, che racchiude gli elementi necessari per sottoporre ad una serie di trattamenti l'aria da distribuire nei vari ambienti (fig. 44.8).

Le principali funzioni espletate da tali unità sono le seguenti:
- prelievo di aria esterna e/o interna e relativa miscelazione;
- filtrazione;
- preriscaldamento per la umidificazione;
- umidificazione;
- postriscaldamento;
- propulsione dell'aria nei condotti di distribuzione.

Una o più di tali funzioni possono essere omesse, se non richieste dal particolare ciclo igrotermico considerato. Le singole funzioni vengono svolte in apposite sezioni dell'unità.



1. Camera di miscela - 2. Serranda sulla bocca di presa aria di ricircolazione - 3. Serranda sulla bocca di presa aria esterna (di ricambio) - 4. Filtro d'aria - 5. Batteria in tubi alettati di preriscaldamento aria (prima dell'umidificazione) - 6. Vasca di raccolta acqua con valvola a galleggiante di integrazione acqua - 7. Elettropompa di ricircolazione acqua nel sistema di umidificazione - 8. Raddrizzatore di filetti d'aria - 9. Rampa di ugelli polverizzatori d'acqua - 10. Separatore di gocce dopo l'umidificatore - 11. Batteria in tubi alettati di raffreddamento/deumidificazione aria - 12. Separatore di gocce dopo la batteria 11 - 13. Batteria in tubi alettati di postriscaldamento aria - 14. Ventilatore di circolazione dell'aria - 15. Motore elettrico di comando del ventilatore - 17. Condotto di mandata dell'aria trattata nel condizionatore - 18. Involucro metallico.

Fig. 44.8 – Unità di trattamento d'aria centralizzata.

La sezione dell'unità destinata al prelievo dell'aria è dotata di bocche con serrande atte a consentire la miscelazione di portate variabili di aria esterna ed interna.

La sezione di filtrazione ha dimensioni che dipendono dal tipo di filtro prescelto. Le impurità presenti nell'aria da filtrare, sia esterna che riciclata, hanno caratteristiche assai diverse e comprendono particelle solide con diametro variabile entro limiti molto estesi (0,1÷200 μm). La concentrazione della polvere nell'aria atmosferica può variare fra 0,01 mg/m^3 e 0,04 mg/m^3 nelle zone rurali, tra 0,1 mg/m^3 e 1 mg/m^3 nelle zone urbane e oltre 1 mg/m^3 nelle zone industriali.

Il filtro viene scelto in base alle caratteristiche dell'aria da trattare ed alle esigenze di depurazione (v. capitolo 45). La fig. 44.9 riporta lo schema di due filtri a secco, costituiti da elementi o da pannelli di materiale fibroso o metallico che vengono sostituiti o rigenerati quando sono sporchi.

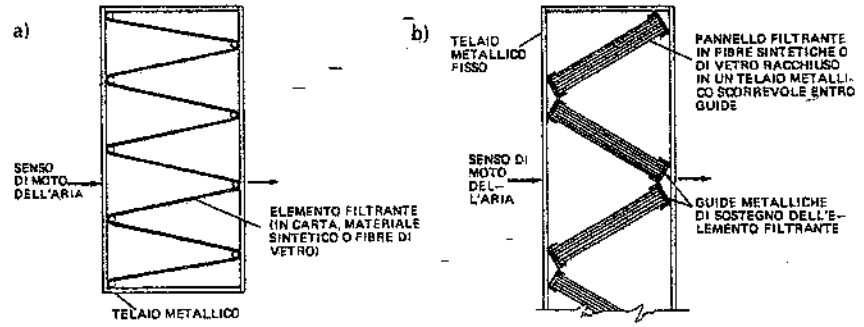


Fig. 44.9 – Filtri a secco.

Le sezioni di riscaldamento, raffreddamento e deumidificazione dell'aria contengono delle batterie costruite con tubi di acciaio o rame, le cui superfici esterne (di contatto con l'aria) sono artificialmente aumentate con alette, per compensare parzialmente il basso coefficiente di scambio termico metallo/aria.

Le batterie con tubi lisci risultano antieconomiche e di eccessivo ingombro, per cui sono utilizzate solo in casi speciali.

Di solito, le batterie di riscaldamento sono alimentate con acqua calda (60°÷80°C) o surriscaldata (110°÷150°C), quelle di raffreddamento con acqua fredda (5°÷12°C) o fluido frigorigeno evaporante.

I tubi sono generalmente di rame alettati con lamierino di alluminio o di rame, eventualmente stagnati. Solo per applicazioni particolari si impiegano tubi di acciaio, usualmente con alettatura spiroidale, zincati per immersione a batteria finita.

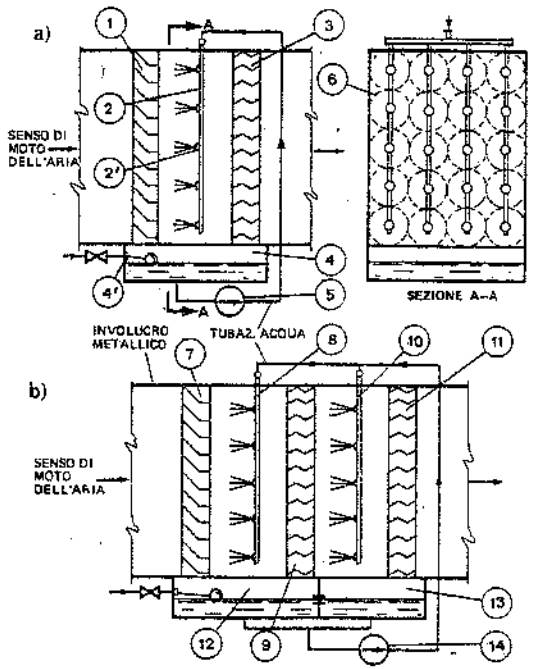
Quando le batterie di raffreddamento sono anche utilizzate per la deumidificazione, occorre disporre le alette (sempre perpendicolari al tubo) in modo da favorire il drenaggio delle gocce d'acqua; è inoltre necessario limitare la velocità media dell'aria, riferita alla sezione occupata dalla batteria, a valori non superiori a 2,5 m/s, al fine di evitare il trascinamento a valle (con successiva possibile rievaporazione) dell'acqua condensata. Tale velocità è uno degli elementi determinanti delle dimensioni trasversali dell'unità di trattamento.

Un dispositivo molto usato in passato per l'umidificazione dell'aria è l'umidificatore adiabatico, composto da (fig. 44.10):
- un determinato numero di ugelli polverizzatori di acqua, disposti su uno o più ranghi;
- elettropompa di ricircolazione dell'acqua;
- vasca di raccolta dell'acqua non evaporata, con valvola a galleggiante per il reintegro dell'acqua evaporata nell'aria;
- raddrizzatore dei filetti d'aria atto ad uniformare il flusso nella intera sezione a monte degli ugelli;
- separatore di gocce, in grado di separare, a valle degli ugelli, l'acqua trascinata dalla corrente d'aria.

Gli umidificatori adiabatici consentono di umidificare l'aria fino a valori prossimi alla saturazione (70% ÷ 80%).

È indispensabile che l'acqua da polverizzare sia stata precedentemente "dolcificata" (almeno sino alla eliminazione della durezza "temporanea") per evitare rapidi insudiciamenti dei separatori di gocce e delle batterie.

Per ovviare ai problemi connessi alla salubrità dell'aria trattata negli impianti di condizionamento, si registra la tendenza – anche in campo industriale – verso l'impiego di umidificatori adiabatici a polverizzazione ultrasonica: questi presentano gli stessi vantaggi termodinamici del tipo a ricircolo d'acqua, uniti però a migliori caratteristiche igieniche: infatti, la pressoché immediata vaporizzazione dell'aerosol di acqua prodotto evita il ristagno nella bacinella di raccolta. La polverizzazione può avvenire per mezzo di vibratori piezoelettrici (limitatamente a portate di circa 10 kg/h di acqua) oppure di ugelli ad aria compressa priva di olio.



1. Raddrizzatore di filetti d'aria - 2. Rango di ugelli - 2'. Ugello polverizzatore d'acqua - 3. Separatore di gocce - 4. Vasca di raccolta acqua - 4'. Rubinetto a galleggiante per integrazione acqua - 5. Elettropompa di ricircolazione acqua negli ugelli - 6. Rosa d'acqua generata dall'ugello - 7. Raddrizzatori di filetti d'aria - 8. Primo rango di ugelli - 9. Separatore di gocce nel primo rango di ugelli - 10. Secondo rango di ugelli - 11. Separatore di gocce del secondo rango di ugelli - 12. Vasca acqua del primo rango - 13. Vasca acqua del secondo rango - 14. Elettropompa di ricircolazione acqua ai due ranghi.

Fig. 44.10 – Umidificatori adiabatici: a) con un rango di ugelli; b) con due ranghi di ugelli.

Altri dispositivi di umidificazione, usati specialmente in campo industriale per ottenere alti tassi di umidità in ambiente, sono gli umidificatori a vapore (immettono vapore alla pressione di 0,1÷0,5 bar nella corrente d'aria) e quelli a polverizzazione d'acqua per centrifugazione in corrente d'aria.

- La circolazione dell'aria nell'interò impianto è solitamente affidata a ventilatori centrifughi.

I condizionatori d'aria realizzano una gamma di portate che va da 1000 m³/h a 100.000 m³/h; la prevalenza totale è compresa fra 200 e 2000 Pa (8).

(8) In genere, i componenti interni del condizionatore offrono una resistenza complessiva al passaggio dell'aria di 150÷300 Pa.

Condotti di distribuzione dell'aria

I condotti dell'aria hanno la funzione di:
- trasportare l'aria trattata nel condizionatore fino agli erogatori d'ambiente (fig. 44.3);
- distribuire tale aria negli ambienti;
- asportare dagli ambienti una portata pari, al massimo, a quella immessa;
- scaricare nell'atmosfera una parte dell'aria aspirata dagli ambienti (la parte restante viene riciclata).

Di solito, i condotti hanno sezione circolare o rettangolare e sono costruiti in lamiera d'acciaio zincata o di alluminio; se installati in ambienti non condizionati, devono essere coibentati.

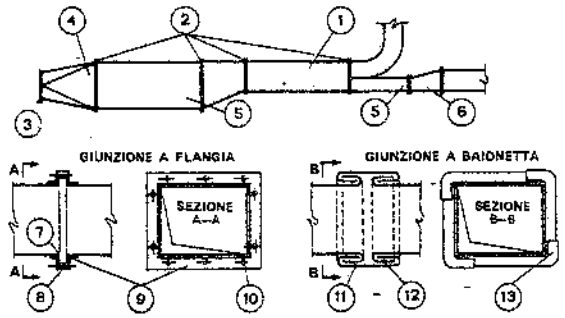
Gli spessori minimi consigliabili per le lamiere dei condotti rettangolari sono i seguenti:
- 8/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 500 mm;
- 10/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 1000 mm;
- 12/10 mm per condotti aventi il lato maggiore inferiore a 1500 mm;
- 15/10 mm per condotti aventi il lato maggiore superiore a 1500 mm.

Per condotti a sezione circolare, ricavati da nastro avvolto a spirale, si adottano i seguenti spessori minimi:
- 6/10 mm per diametri inferiori a 150 mm;
- 10/10 mm per diametri inferiori a 1000 mm;
- 15/10 mm per diametri superiori a 1500 mm.

Per la costruzione delle canalizzazioni, nella pratica impiantistica corrente si fa spesso riferimento alle standardizzazioni straniere, ed in particolare a quella in uso negli Stati Uniti e curata dalla SMACNA (Sheet Metal and Air-conditioning Contractors National Association). Tale standard fornisce i minimi spessori da adottare per le canalizzazioni in funzione di:
- pressione di progetto del canale;
- dimensioni e forma della sezione del canale;
- tipo e spaziatura dei rinforzi perimetrali adottati.

Le giunzioni dei tronchi di condotti sono del tipo a "baionetta" o a "flange" con guarnizioni (fig. 44.11).

- I cambiamenti di dimensione, di forma e di direzione devono essere curati sotto l'aspetto aerodinamico per ridurre al minimo le perdite di carico. I condotti di derivazione dai canali principali sono di solito corredati di serrande di taratura.



1. Condotto d'aria - 2. Giunzioni tra tronchi di condotti - 3. Sezione circolare - 4. Raccordo tra sezione circolare e rettangolare - 5. Sezione rettangolare - 6. Raccordo tra 2 sezioni diverse - 7. Lamiera ripiegata - 8. Guarnizione in amianto - 9. Flangia + controflangia in profilati metallici - 10. Bulloni - 11. Striscia di lamiera ripiegata sui 2 lembi - 12. Lamiera ripiegata - 13. Risvolto per tenuta d'aria.

Fig. 44.11 – Tipi di guarnizioni per condotti d'aria.

Particolare attenzione deve essere posta per evitare la trasmissione di rumori e di vibrazioni (v. capitoli 51 e 52). Contro le vibrazioni si prevedono giunti flessibili lungo i condotti e supporti antivibranti. Per l'attenuazione dei rumori si adottano dei rivestimenti interni ai condotti in materiali fonoassorbenti oppure si installano lungo i canali degli opportuni silenziatori (ad assorbimento, a risonanza, ecc.).

Per il dimensionamento dei canali si valutano dapprima le portate di aria conseguenti al calcolo dei fabbisogni di calore; quindi si disegna il tracciato dei canali di distribuzione dell'aria fino ai diffusori; infine, si applicano le classiche regole del moto dei fluidi nei condotti.

I procedimenti più seguiti per il dimensionamento dei condotti sono i seguenti:
- il metodo a velocità costante dell'aria nei diversi tratti della rete;
- il metodo a perdita di carico costante per unità di lunghezza dei condotti;
- il metodo con recupero della pressione statica.

Il primo metodo viene applicato alle reti più semplici; il secondo è più impiegato nel caso degli impianti a bassa pressione (resistenza del circuito minore di 500 Pa); il terzo alle reti più complesse.

Si ricorda che la valutazione delle perdite di pressione (o di carico) si ottiene sommando le perdite di pressione per resistenze accidentali alle perdite continue per attrito.

Nei capitoli 29 e 45 sono riportate le indicazioni essenziali per valutare tali perdite e per dimensionare i condotti dell'aria.

Una perdita di carico aggiuntiva, tipica degli impianti di riscaldamento e condizionamento, è quella che si verifica nei diffusori d'aria di cui si dirà fra poco.

Tubazioni di distribuzione dei liquidi

Le tubazioni di distribuzione dei transfer liquidi hanno il compito di trasportare i transfer stessi dalla centrale agli erogatori d'ambiente (tubazioni di andata) e di riportarli alla centrale (tubazioni di ritorno) per il reintegro dell'energia termica ceduta negli erogatori stessi.

Le tubazioni sono in genere di acciaio, nei vari diametri commerciali, talvolta di rame, e devono essere coibentate secondo i criteri esposti nel capitolo 33. Le giunzioni fra i tubi sono generalmente realizzate mediante saldatura; quelle fra i tubi ed il valvolame e le apparecchiature sono flangiate o filettate (9).

Gli staffaggi di sostegno delle tubazioni devono consentirne la dilatazione termica.

Gli organi di intercettazione sono costituiti da valvole in bronzo od in ghisa per diametri ≤DN 50 e da saracinesche (che comportano minori ingombri e perdite di carico rispetto alle valvole), sempre in bronzo od in ghisa, per diametri maggiori.

Il dimensionamento delle tubazioni viene effettuato con il metodo del diametro economico (v. capitolo 35).

(9) Quando però il transfer è costituito da un fluido frigorigeno, i tubi sono generalmente in rame; le giunzioni sono realizzate mediante brasatura, mentre i collegamenti con il valvolame e le apparecchiature si ottengono con giunti a deformazione plastica del tubo.

Erogatori d'ambiente

Gli erogatori dell'aria provvedono all'immissione dell'aria trattata negli ambienti; essi devono essere disegnati e disposti in modo da non provocare negli ambienti correnti d'aria che disturbino gli utenti.

A parità di quantità di calore da introdurre, la quantità Q di aria immessa in un ambiente è inversamente proporzionale alla differenza di temperatura tra l'aria immessa e l'aria ambiente.

È evidente l'opportunità di ridurre, entro certi limiti, tale portata, elevando la differenza di temperatura sopra indicata (10); in tal modo, si otterrà un risparmio nel consumo di energia elettrica per la propulsione dell'aria ed un minor costo di impianto.

Si ricorda che una eccessiva riduzione della portata d'aria ed il conseguente aumento della differenza di temperatura possono provocare temperature disuniformi, percepite dalle persone sia nei mesi invernali sia nei mesi estivi (per la maggior sensibilità umana alle correnti di aria fredda, specie con abbigliamento leggero).

Per esempio: si abbia un ambiente con una cubatura di 100 m^3 ed un fabbisogno termico sensibile estivo di 2500W, necessario per realizzare una temperatura ambiente di 26°C.

Se l'aria immessa ha la temperatura di 16°C, la portata di aria occorrente sarà di:

$$Q = \frac{2500\,W}{(0{,}35\,W/m^3{\cdot}°C)\cdot(26-16)°C} = 715\ m^3/h$$

$$\text{pari a } \frac{715\ m^3/h}{100\ m^3} = 7 \text{ volumi/h}$$

Se, invece, l'aria immessa ha la temperatura di 21°C, la portata di aria occorrente sarà di:

$$Q = \frac{2500}{0.35\cdot(26-21)} = 1430\ m^3/h$$

$$\text{pari a } \frac{1430}{100} \approx 14 \text{ volumi/h}$$

Pertanto, l'aria circolante in un'ora è pari rispettivamente a 7 e 14 volte il volume ambiente.

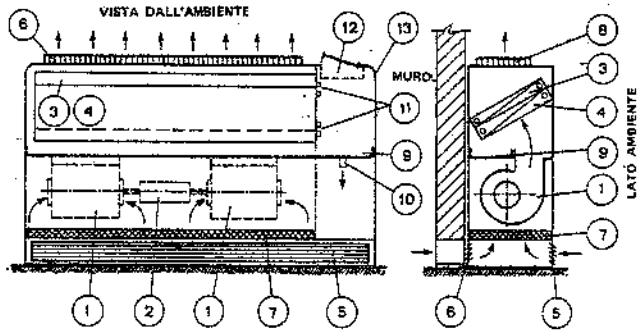
Descriviamo i due tipi di erogatori più adottati in pratica.

1) Condizionatori localizzati

I condizionatori localizzati hanno la funzione di trattare l'aria della sola zona o del solo locale in cui sono installati e di immetterla direttamente negli stessi.

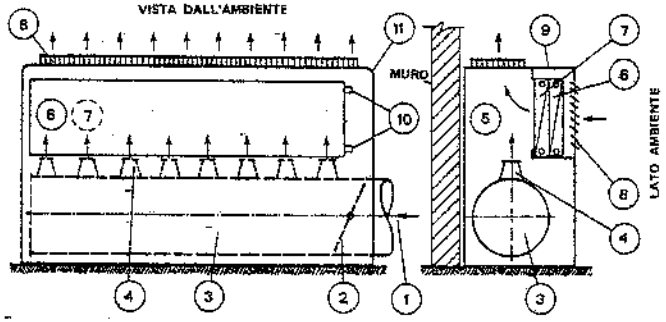
(10) Il limite inferiore della temperatura dell'aria immessa in estate è legato all'umidità relativa da conseguire in ambiente. La temperatura dell'aria immessa (in estate ed in inverno) potrebbe essere prossima alla temperatura ambiente; però, quanto più essa si avvicina a quest'ultima, tanto maggiori sono le portate d'aria da introdurre nel locale.

Fra i condizionatori localizzati, citiamo:
a) i *ventiloconvettori* (fig. 44.12);
b) gli *eiettoconvettori* o *induttori* (fig. 44.13);
c) le *cassette di miscelazione* degli impianti a doppio condotto (fig. 44.14).



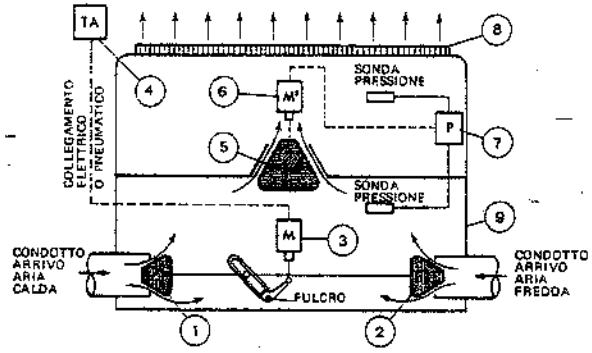
1. Ventilatore per circolazione aria - 2. Motore elettrico a 3 velocità per comando ventilatore - 3. Batteria di riscaldamento aria - 4. Batteria di raffreddamento aria - 5. Bocchette di ricircolazione aria ambiente - 6. Bocchetta (eventuale) di presa aria esterna - 7. Filtro aria facilmente sostituibile - 8. Bocchetta di mandata aria nell'ambiente - 9. Bacinella di raccolta acqua di condensazione prodotta sulla batteria 4 - 10. Tubo di scarico acqua di condensazione - 11. Tronchetti per allacciamento delle batterie alle reti di tubazioni - 12. Cassetta contenente interruttore comando motore - 13. Involucro in lamiera.

Fig. 44.12 – Schema di ventiloconvettore con due batterie (calda e fredda).



1. Arrivo aria primaria - 2. Serranda a farfalla per regolazione portata aria primaria - 3. Plenum per aria primaria, rivestito di materiale fonoassorbente - 4. Ugello di uscita aria primaria nella camera di miscelazione - 5. Camera di miscelazione in cui è richiamata, per effetto induttivo, l'aria ambiente (aria secondaria) - 6. Batteria di riscaldamento aria secondaria - 7. Batteria di raffreddamento aria secondaria - 8. Bocchette di ricircolazione aria ambiente - 9. Bocchetta di mandata aria nell'ambiente - 10. Tronchetti per allacciamento delle batterie alle reti di tubazioni - 11. Involucro in lamiera.

Fig. 44.13 – Schema di eiettoconvettore (o induttore) con due batterie (calda e fredda).



1. Valvola su aria fredda - 2. Valvola su aria calda - 3. Motore modulante (elettrico o pneumatico) di comando contemporaneo delle valvole 1 e 2 - 4. Termostato ambiente di comando del motore 3 - 5. Valvola su aria miscelata - 6. Motore modulante (elettrico o pneumatico) di comando della valvola 5 per mantenere costante la portata dell'aria miscelata - 7. Pressostato differenziale di comando del motore 6 - 8. Bocchetta di mandata aria miscelata in ambiente - 9. Involucro in lamiera.

Fig. 44.14 – Cassetta di miscelazione per impianti a doppio condotto.

I condizionatori "a", "b" trattano solamente l'aria ambiente in ricircolazione continua e sono in genere adatti per servire le fasce perimetrali degli edifici civili.

Le cassette "c" miscelano opportunamente l'aria calda e fredda degli impianti a doppio condotto, prima di immetterla nei locali.

Gli elementi componenti dei ventiloconvettori sono essenzialmente i seguenti:
- involucro metallico;
- batteria in tubi alettati per il riscaldamento o raffreddamento dell'aria;
- complesso di regolazione automatica termostatica della temperatura dell'aria ambiente;
- elettroventilatore centrifugo per la movimentazione dell'aria;
- filtro;
- bocchetta di immissione dell'aria nell'ambiente.

La batteria può essere unica o doppia, cioè costituita da una o due sezioni: nel primo caso, essa è alimentata con acqua calda nella stagione fredda, con acqua fredda nella stagione calda; nel secondo caso, ciascuna sezione della batteria è sempre alimentata da un unico transfer (caldo o freddo).

Gli elementi componenti degli induttori sono essenzialmente:
- involucro metallico;
- batteria in tubi alettati per il riscaldamento o il raffreddamento dell'aria;
- complesso di regolazione automatica termostatica della temperatura dell'aria ambiente;
- *plenum* (11) con una serie di ugelli eiettori attraverso i quali viene iniettata l'aria primaria (cioè l'aria di ricambio trattata nel condizionatore centralizzato) al fine di

(11) *Plenum* è uno spazio racchiuso in un involucro nel quale l'aria ha una determinata pressione statica e velocità quasi nulla.

ottenere l'effetto induttivo provocante la ricircolazione dell'aria ambiente attraverso la batteria;
- eventuale filtro a bassa resistenza;
- rivestimento fonoassorbente;
- bocchetta di immissione dell'aria nell'ambiente.

Anche nel caso degli induttori, la batteria può essere unica o suddivisa in due sezioni.

Come si può rilevare, i ventiloconvettori e gli induttori sono sostanzialmente uguali: si differenziano per il sistema di propulsione dell'aria attraverso le batterie, costituito da elettroventilatori nel primo caso e da eiettori nel secondo; inoltre, mentre i ventiloconvettori non esigono necessariamente l'impianto di aria primaria per il loro funzionamento, gli eiettoconvettori non possono farne a meno.

Gli elementi componenti delle cassette miscelatrici sono essenzialmente:
- involucro metallico;
- valvole a movimento coniugato (12), poste sulle bocche di ingresso dell'aria calda e dell'aria fredda nella cassetta;
- complesso di regolazione automatica termostatica, atto a regolare la temperatura e la portata dell'aria ambiente;
- regolatore-stabilizzatore della portata;
- rivestimento fonoassorbente;
- bocche di entrata (n. 2) e bocche di uscita (da 1 a 4).

2) Diffusori d'aria

L'immissione dell'aria negli ambienti può avvenire (fig. 44.15) tramite:
- bocchette a lancio verticale od orizzontale, dotate di alette direttrici per modificare la forma del getto d'aria ed il suo raggio d'azione;
- diffusori anemostatici (sovente denominati anemostati) circolari, quadrati, lineari;
- bocchette a feritoia continua;
- piastre perforate.

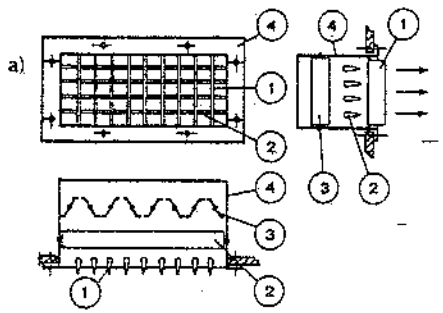
I diffusori devono distribuire l'aria nell'ambiente in modo da ottenere la massima uniformità di temperatura e quindi devono essere opportunamente distanziati e posizionati.

La velocità di uscita dell'aria dai diffusori dipende da molti fattori, fra i quali i più importanti sono l'altezza e l'angolo di immissione, la divergenza del getto d'aria e la differenza di temperatura (in valore assoluto ed in segno) fra l'aria ambiente e l'aria soffiata.

In genere, la velocità dell'aria negli ambienti chiusi, in corrispondenza della zona occupata dalle persone, non dovrebbe superare 0,25 m/s sia in inverno che in estate.

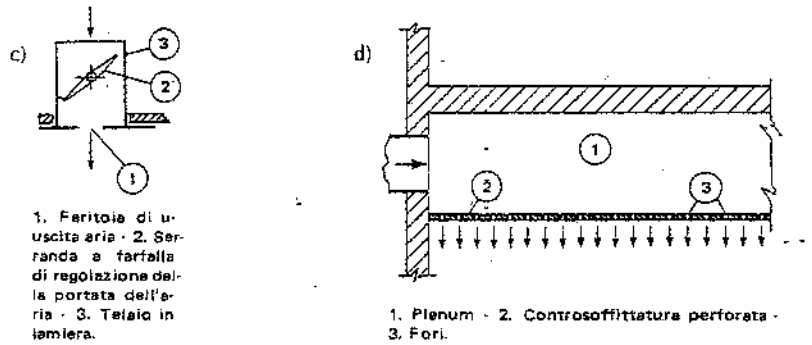
La fig. 44.16 evidenzia come la forma dell'apertura e la velocità di uscita dell'aria influiscano sulla distribuzione dell'aria stessa. I diffusori dotati di alette parallele diffondono l'aria secondo un angolo di 15°÷20°; se le alette sono divergenti l'angolo di diffusione può essere aumentato fino a circa 60°, ma il percorso dell'aria (a parità di velocità in corrispondenza delle alette) si riduce; infine, alette convergenti sono caratterizzate da angoli di diffusione minori, ma da un getto d'aria più penetrante.

(12) Due organi hanno movimento coniugato quando funzionano contemporaneamente con movimenti opposti; ad esempio, nel caso di serrande, mentre una apre, l'altra chiude e viceversa.



1. Alette direzionali dell'aria - 2. Alette direzionali dell'aria perpendicolari alle 1 - 3. Serranda di regolazione della portata dell'aria - 4. Telaio in lamiera.

1. Diffusori tronco-conici in lamiera - 2. Deflettori per il raddrizzamento dei filetti d'aria - 3. Serranda a farfalla azionata mediante manopola + flessibile filettato - 4. Manopola + flessibile - 5. Madrevite fissa.



1. Feritoia di uscita aria - 2. Serranda a farfalla di regolazione della portata dell'aria - 3. Telaio in lamiera.

1. Plenum - 2. Controsoffittatura perforata - 3. Fori.

Fig. 44.15 - Tipi di diffusori d'aria in ambiente: a) bocchetta a lancio verticale od orizzontale; b) diffusore anemostatico circolare; c) bocchetta a feritoia continua; d) piastra perforata.

L'area utile totale dei diffusori S (in m^2) si calcola con la

$$S = \frac{Q}{V} \qquad (44.2)$$

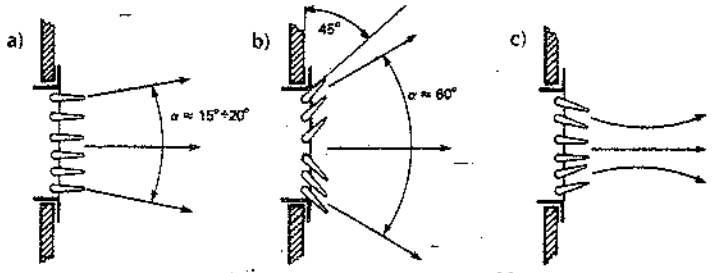
dove:
Q = portata d'aria da immettere (m^3/s);
V = velocità dell'aria immediatamente a valle delle alette (m/s): tale velocità di uscita dovrebbe essere tale da garantire, nella zona occupata, una velocità dell'aria non superiore ai valori dianzi indicati.

L'area S verrà poi suddivisa fra un certo numero di diffusori scelti in base alle portate di aria da immettere ed alle caratteristiche costruttive degli stessi e dei locali.

I flussi orizzontali di aria non radenti al soffitto, producono correnti moleste in vaste zone dell'area interessata.

I flussi verticali dal basso verso l'alto assicurano buoni risultati; occorre però che i diffusori siano installati in modo da non costituire ostacolo e disturbo nell'area di lavoro.

In impianti molto estesi risulta difficile una corretta equilibratura della distribu-



α = angolo di diffusione; J = coefficiente di perdita di carico accidentale ≈ 0,6

Valori della gittata (g) in funzione della velocità di uscita dell'aria dalla bocchetta:

g	D = 8°C	D = 12°C	D = 15°C
5 m	V = 2 m/s	V = 2,7 m/s	V = 3,25 m/s
8 m	2,5 "	3,2 "	3,75 "
10 m	3 "	3,7 "	4,25 "
15 m	3,75 "	4,4 "	5 "
20 m	5 "	5,6 "	6,25 "
30 m	6,25 "	6,85 "	7,5 "

N.B.: I valori della tabella si applicano alle bocchette a) e b).

g = gittata della bocchetta = distanza (dalla bocchetta) del punto in cui l'aria arriva con velocità residua di 0,15÷0,20 m/s;

D = differenza di temperatura tra l'aria uscente dalla bocchetta e l'aria ambiente;

V = velocità dell'aria uscente dalla bocchetta, misurata immediatamente a valle delle alette.

Fig. 44.16 – Forma dei getti d'aria di bocchette con alette: a) diritte; b) divergenti di 45°; c) leggermente convergenti.

zione. Le bocche più vicine al condizionatore hanno a monte una pressione più elevata di quelle lontane. Per ridurre tali differenze si installano, a monte delle bocche, appositi dispositivi manuali di taratura (serrande) o degli equilibratori-riduttori di pressione. Questi ultimi devono essere dotati di silenziatori per ridurre il rumore prodotto dal passaggio dell'aria ad alta velocità nell'organo di laminazione. Peraltro, il riduttore di pressione può essere comandato da dispositivi termostatici che consentono di erogare in ambiente la sola portata necessaria.

L'aria viziata, più calda e più umida, tende a stratificarsi in alto: non si dovrebbe pertanto immettere dall'alto (nello spazio sovrastante la zona di lavoro, vale a dire sopra i 2,50–3 m) l'aria trattata, al fine di evitare la reimmissione per induzione dell'aria viziata nella zona di lavoro (fig. 44.17.a). In questa ottica rientra la soluzione schematizzata in fig. 44.17.b, nella quale l'aria viene immessa in posizioni più prossime alle zone di lavoro.

Inoltre, ove possibile, conviene distribuire l'aria nelle sole zone occupate dagli operatori (fig. 44.17.c), consentendo che nelle altre zone vi siano valori di temperatura e umidità diversi da quelli richiesti nelle zone occupate; ciò si ottiene immettendo l'aria, con apposite canalizzazioni, solo nelle zone in cui stazionano gli operatori (13).

Sempre nell'ottica di realizzare risparmi energetici, si cita il sistema di distribuzione dell'aria schematizzato in fig. 44.17.d, che presenta anche il vantaggio di non richiedere condotti nelle zone di lavoro: l'aria trattata, immessa nell'ambiente mediante bocche perimetrali od "a pilastro", viene in parte dirottata, da appositi ugelli soffianti aria ambiente ad alta velocità, verso i posti di lavoro.

La distribuzione dell'aria immessa non può prescindere da una corretta "ripresa"

(13) Nello studio del tracciato delle canalizzazioni principali, occorre tenere presente che l'evoluzione tecnologica potrebbe richiedere profonde modifiche del layout e quindi spostamenti delle aree occupate e non.

dell'aria per il successivo ricircolo e/o per la parziale o totale espulsione. Le griglie di aspirazione, però, pongono minori problemi dei diffusori, in quanto non provocano getti direttivi di aria; a monte di una zona di aspirazione, infatti, la distribuzione della velocità dell'aria tende ad una forma sferoidale ed i valori si riducono con il quadrato della distanza (v. capitolo 45).

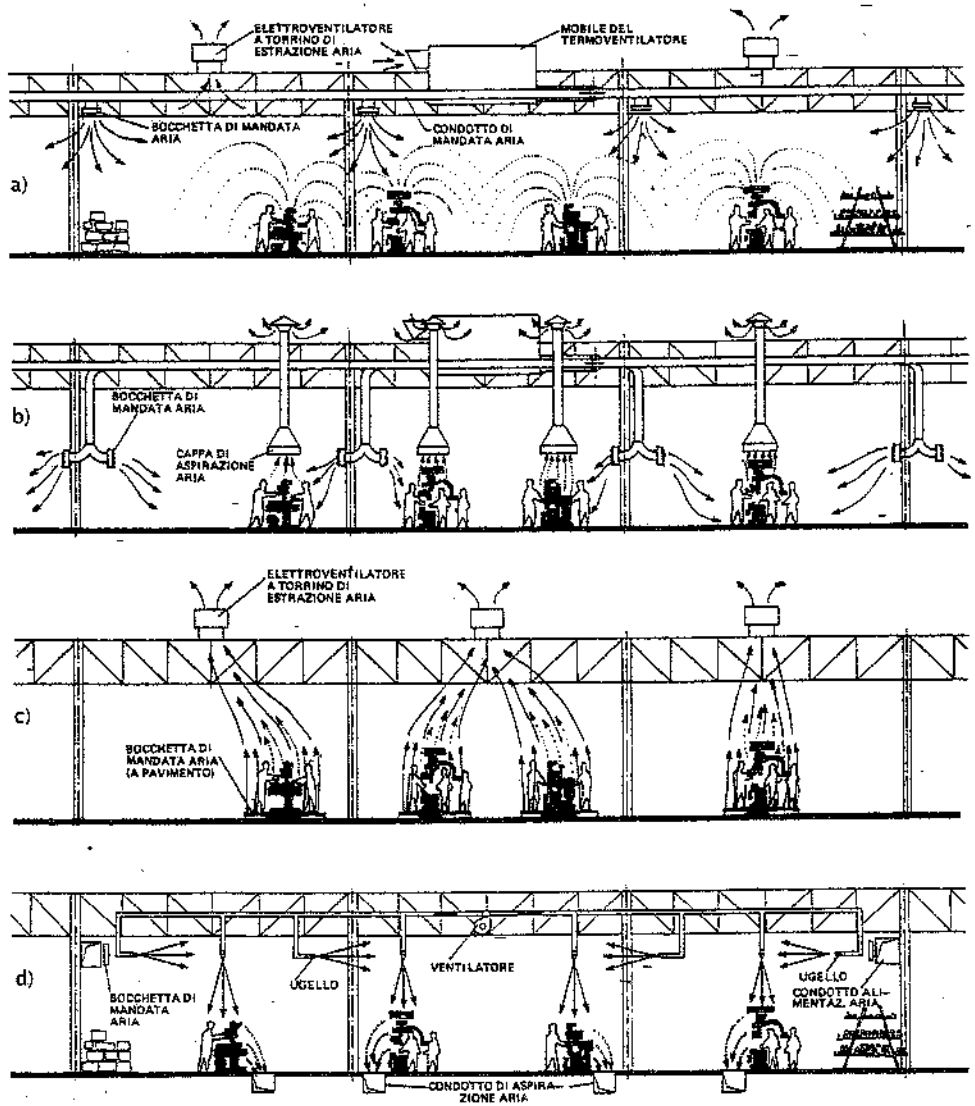


Fig. 44.17 – Modalità di distribuzione e aspirazione dell'aria negli ambienti industriali.

44.4. FABBISOGNI TERMICI PER IL CONDIZIONAMENTO DEGLI AMBIENTI

Per progettare un impianto di condizionamento è fondamentale la determinazione dei *carichi termici*, ossia delle potenze termiche (kW) entranti/uscenti nei/dai locali: tali potenze sono considerate positive quando corrispondono a entrate di calore nell'ambiente, negative nel caso contrario (uscite di calore).

La valutazione dei carichi termici comporta la conoscenza dei seguenti elementi:
- caratteristiche dimensionali e costruttive dei vari locali (aree, volumi, superfici, composizione dei muri perimetrali e interni, superfici delle vetrate perimetrali e interne, tipi di serramenti, ecc.) compendiate nei disegni del fabbricato;
- orientamento delle pareti esterne;
- destinazione dei singoli locali;
- condizioni termoigrometriche richieste nei vari locali nelle differenti stagioni;
- condizioni termoigrometriche esterne, estive ed invernali, da adottare per l'impostazione del progetto;
- numero delle persone presenti in ogni locale;
- potenza di illuminazione e relativo orario di funzionamento;
- potenza dei macchinari installati nei locali e relativi orari di funzionamento;
- eventuali vasche di acqua calda installate nei locali con relative temperature e superfici evaporanti;
- ubicazione dei macchinari dell'impianto di condizionamento.

I carichi termici vanno calcolati sia per la stagione calda che per quella fredda (in base alle condizioni atmosferiche esterne di progetto). I principali carichi termici, da determinare per ogni locale, sono i seguenti:

Carichi termici estivi

a) entrate di calore dall'esterno (14) per trasmissione termica;
b) entrate di calore per radiazione solare;
c) calore endogeno sensibile prodotto;
d) calore endogeno latente dovuto all'evaporazione di acqua da macchinari e persone;
e) calore sensibile e latente dovuto a infiltrazioni di aria calda e umida dall'esterno.

I suddetti carichi sono tutti positivi.

Carichi termici invernali

a) disperdimenti di calore verso l'esterno per trasmissione termica;
b) entrate di calore per radiazione solare;
c) calore endogeno sensibile prodotto da macchinari, illuminazione, persone;
d) calore endogeno latente dovuto all'evaporazione di acqua da macchinari e persone;
e) calore sensibile e latente dovuto a infiltrazioni di aria fredda e secca dall'esterno.

I carichi a) ed e) sono sempre negativi; gli altri sono sempre positivi.

Ai carichi termici suddetti si deve aggiungere il calore corrispondente al trattamento dell'aria di ricambio.

(14) Con il termine "esterno" si intendono sia l'atmosfera esterna sia i locali adiacenti all'ambiente considerato.

Esaminiamo ora le modalità di valutazione dei singoli carichi termici, non senza precisare che – in proposito – basterebbe riferirsi alla norma UNI 10344-93 ("Riscaldamento degli edifici: calcolo del fabbisogno di energia").

Calore scambiato con l'esterno per trasmissione

Il calore scambiato con l'esterno per trasmissione è quello che passa attraverso pareti, finestre e coperture; tale calore è imputabile alla differenza di temperatura fra l'ambiente in esame e l'esterno.

La valutazione di tale quantità può essere effettuata con la formula:

$$Q = S\,K\,(t_a - t_e) \qquad (44.3)$$

dove:
Q = quantità di calore attraversante le strutture (kW);
S = superficie dell'elemento strutturale in esame (m^2);
K = coefficiente totale di trasmissione, funzione della natura e dello spessore dell'elemento ($W/m^2 \cdot °C$); la tab. 44.VI fornisce i valori di K per alcuni tipi di parete;
t_a = temperatura dell'aria ambiente (°C);
t_e = temperatura esterna (°C).

Calore per radiazione solare

Il calcolo del calore trasmesso verso l'interno da un elemento esposto ai raggi solari (la cui superficie esterna viene riscaldata per irraggiamento) deve tener conto dei seguenti fattori principali:
- natura, spessore e capacità termica dell'elemento;
- qualità e colore della superficie esposta ai raggi;
- orientamento rispetto ai punti cardinali;
- inclinazione rispetto alla verticale;
- latitudine della località;
- data, ora e giorno;
- temperatura e velocità dell'aria esterna;
- trasparenza dell'atmosfera;
- presenza di edifici od altri ostacoli prospicienti (agli effetti delle ombre provocate e del calore riflesso).

Il calcolo matematico dell'entrata di calore per irraggiamento solare è molto complesso, per la difficoltà di conoscere, in sede di progetto, tutti i suddetti fattori con sufficiente approssimazione. Peraltro, la già citata norma UNI 10344 e specifici programmi di calcolo consentono di valutare l'apporto energetico dovuto alla radiazione solare con sufficiente approssimazione. Si ricorda che le norme UNI 10349-94 e 8477-83 riportano i valori della irradiazione solare rispettivamente su superfici orizzontali e non, nelle varie località italiane e per ogni mese dell'anno. A titolo esplicativo, si riporta una modalità di valutazione della radiazione solare.

La tab. 44.VII indica le quantità di calore proiettate dal sole su 1 m^2 di parete (opaca o vetrata, verticale od orizzontale), con differenti esposizioni ed alle diverse ore di un giorno d'estate e uno d'inverno. In base a tali quantità è possibile calcolare

Tabella 44.VI – Coefficiente totale K di trasmissione termica di alcuni elementi di parete.

Muro di mattoni pieni intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm			
	12	25	38	50
Muro esterno K =	2,4	1,7	1,3	1,1
Muro interno K =	2,2	1,5	1,2	1,0

Muro di mattoni forati intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm		
	8	12	25
Muro esterno K =	–	2,0	1,3
Muro interno K =	2,4	1,9	1,2

Muro esterno di mattoni forati con camera d'aria di 5 cm intonacato su 2 lati

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm		
	25	38	50
Muro esterno K =	1,40	1,10	0,90

Muro esterno di cemento

(K in W/m² °C)	Spessore muro cm			
	20	30	40	50
Muro esterno K =	2,3	2,1	1,9	1,7

Serramenti esterni in legno	(K in W/m² °C)
Finestra con telaio in legno con vetro semplice	5
Finestra con telaio in legno con vetro doppio (*)	4,5
Finestra con telaio in legno con doppio vetro	2,5
Porta con vetro semplice	5
Porta con vetro doppio (*)	4,5
Porta con doppio vetro	2,5
Finestra con telaio in acciaio e vetro semplice	6
Finestra con telaio in acciaio e vetro doppio (*)	5
Doppia finestra	2

(*) Cioè di spessore circa doppio del vetro semplice.

Tabella 44.VII – Quantità di calore proiettate dal sole su 1 m² di superficie verticale od orizzontale (W/m²).

Coordinata geografica	ORA SOLARE	GIORNO 21 GIUGNO – Esposizione della superficie					GIORNO 21 DICEMBRE – Esposizione della superficie				
		verticale				orizzontale	verticale				orizzontale
		N	E	S	O		N	E	S	O	
Latitudine 30° Nord	6	90	295	15	15	50	0	0	0	0	0
	7	80	425	30	30	165	0	0	0	0	0
	8	50	440	35	30	355	10	250	175	10	50
	9	40	390	40	40	490	25	285	305	25	175
	10	40	265	40	40	590	30	220	385	30	265
	11	40	120	50	40	650	35	90	430	35	330
	12	40	40	60	40	680	35	35	445	35	355
	13	40	40	50	120	650	35	35	430	90	330
	14	40	40	40	265	590	30	30	385	220	265
	15	40	40	40	390	490	25	25	305	285	175
	16	50	35	35	440	355	10	10	175	250	50
	17	80	30	30	425	165	0	0	0	0	0
	18	90	15	15	295	50	0	0	0	0	0
Latitudine 40° Nord	6	90	345	20	20	85	0	0	0	0	0
	7	55	440	30	30	225	0	0	0	0	0
	8	35	440	30	30	365	5	195	140	5	20
	9	35	385	50	35	485	20	235	270	20	90
	10	40	260	95	40	570	25	185	365	25	150
	11	40	120	120	40	630	30	85	430	30	210
	12	40	40	150	40	645	30	30	450	30	230
	13	40	40	120	120	630	30	30	430	85	210
	14	40	40	95	260	570	25	25	365	185	150
	15	35	35	50	385	485	20	20	270	235	90
	16	35	35	35	440	365	5	5	140	195	20
	17	55	30	30	440	225	0	0	0	0	0
	18	90	20	20	345	85	0	0	0	0	0
Latitudine 45° Nord	6	85	360	20	20	105	0	0	0	0	0
	7	45	440	30	30	230	0	0	0	0	0
	8	35	440	40	35	365	5	100	70	5	10
	9	35	380	80	35	480	15	155	180	15	50
	10	40	285	140	40	555	20	155	315	20	100
	11	40	115	180	40	605	25	75	395	25	150
	12	40	40	200	40	620	25	25	415	25	170
	13	40	40	180	115	605	25	25	395	75	150
	14	40	40	140	260	555	20	20	315	155	100
	15	35	35	80	380	480	15	15	180	155	50
	16	35	35	40	440	365	5	5	70	100	10
	17	45	30	30	440	230	0	0	0	0	0
	18	85	20	20	360	105	0	0	0	0	0

N.B.: La radiazione solare per l'esposizione Nord è essenzialmente costituita dalla radiazione diffusa, pressoché costante nel corso della giornata. Per tutte le esposizioni, i valori della tabella includono tanto la radiazione diffusa quanto la radiazione diretta.

il valore della radiazione solare R_i su una superficie inclinata (fig. 44.18) con la formula:

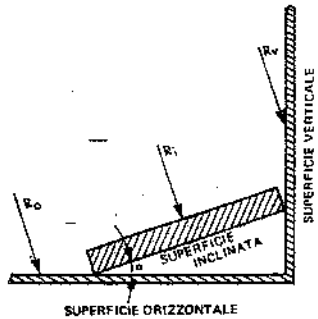
(44.4) $$R_i = R_o \cos\alpha + R_v \operatorname{sen}\alpha$$

nella quale:
R_o = radiazione sulla superficie orizzontale (W/m^2);
R_v = radiazione sulla superficie verticale avente lo stesso orientamento della superficie inclinata (W/m^2);
α = angolo della superficie inclinata sull'orizzontale.

Nel caso di pareti opache, la quantità di radiazione assorbita dipende dalla natura e dal colore della superficie esposta, mentre la percentuale del calore assorbito che viene trasmessa all'interno dipende dal coefficiente di trasmissione K.

Quest'ultima quantità è valutabile con la formula:

(44.5) $$R_p = a K R_i S_p$$



R_i = radiazione sulla superficie inclinata avente lo stesso orientamento della superficie verticale.

Fig. 44.18 – Valore della radiazione solare su una superficie inclinata.

dove:
R_p = quantità di calore entrante dalla parete nell'ambiente per effetto della radiazione solare (W);
a = coefficiente di assorbimento (tab. 44.VIII);
K = coefficiente di trasmissione, in $W/m^2 \cdot °C$ (tab. 44.VI);
R_i = calore proiettato dal sole (tab. 44.VII);
S_p = superficie dell'elemento (m^2).

Nel caso di superfici trasparenti (vetrate e finestre), solo una piccola percentuale del calore di radiazione viene riflessa od assorbita dalle superfici stesse; le quali, pur essendo esposte al sole, subiscono un riscaldamento minimo rispetto all'aria esterna. I raggi solari, attraverso vetrate trasparenti non protette da schermi, trasferiscono nell'ambiente, in media, il 95% del calore di radiazione. Questa percentuale si riduce se i vetri sono assorbenti oppure sono protetti da schermi (avvolgibili, tende, frangisole, ecc.) posti all'esterno.

Per tali superfici, si applica la formula:

(44.6) $$R_i = c R_i S_t$$

Tabella 44.VIII – Coefficienti di assorbimento della radiazione solare per pareti opache.

Superficie esposta alla radiazione		Coefficiente a
Molto chiara:	sup. color bianco, avorio, azzurro chiaro	0,017
Chiara:	cemento naturale, intonaco chiaro; superficie color grigio, giallo, verde, azzurro	0,030
Scura:	Lavagna, asfalto, tegole, mattoni, marmo scuro; sup. color bruno, rosso, blu, verde scuro	0,035
Molto scura:	sup. color nero, blu scuro	0,042

nella quale:
R_t = quantità di calore proveniente all'ambiente dalla superficie trasparente (W);
c = coefficiente di correzione che tiene conto della natura della vetrata e della eventuale protezione (tab. 44.IX);
R_i = calore proveniente dal sole (tab. 44.VII);
S_t = superficie trasparente (m^2).

Il calcolo della potenza frigorigena necessaria per il condizionamento di un fabbricato non deve considerare la somma dei carichi termici massimi relativi a ciascuna orientazione, ma la somma dei valori contemporanei. Ciò per due motivi:
1) i valori massimi dei carichi per le varie orientazioni si verificano in ore diverse;
2) l'irraggiamento solare sulle pareti opache viene trasmesso all'interno del fabbricato in entità e con ritardi variabili a seconda delle capacità termiche delle pareti (15), le quali dapprima accumulano e poi trasmettono calore, anche dopo che la radiazione solare è cessata (v. capitolo 13 § 4C).

Tabella 44.IX – Coefficienti di correzione della radiazione solare per diversi tipi di protezione delle superfici trasparenti.

Tipo di protezione	Coefficiente c
a) Vetro ordinario senza protezione	0,95
b) Vetro assorbente senza protezione (mediamente)	0,75
c) Vetro doppio senza protez.	0,90
d) Vetro verniciato scuro	0,60
e) Veneziana interna con lamelle orizzontali a 45°, color medio	0,65
f) Veneziana esterna con lamelle orizzontali a 45°, color medio	0,25
g) Tenda esterna color medio, abbassata tutta	0,25
h) Tenda esterna color medio, abbassata a metà	0,45

N.B.: Nel caso di vetro con veneziana o tendaggio, il coefficiente globale c si ottiene moltiplicando il valore di a, b, c, d (a seconda del tipo di vetro) per l'adeguato valore di e, f, g, h.

Pertanto, il calore complessivo apportato durante un'intera giornata dalla radiazione solare in un edificio avente più esposizioni, è la somma del calore che, pur in diverse ore, attraversa ciascuna parete. La media oraria risulta quindi notevolmente inferiore alla somma delle massime radiazioni orarie per ciascuna parete esposta.

Calore endogeno

Un altro fattore che interviene nel calcolo dei fabbisogni termici è il calore prodotto da persone, motori, macchinari, corpi illuminanti presenti o funzionanti nei singoli locali, nonché da processi tecnologici.

La tab. 44.I fornisce il calore sensibile e latente emanato dalle persone. Tale calore costituisce una componente favorevole nella fase di riscaldamento e sfavorevole nella fase di raffreddamento; in pratica, però, il calore dovuto alle persone viene considerato solo in estate.

(15) La tab. 44.X fornisce alcuni valori del ritardo nella trasmissione di calore dall'esterno all'interno. Le radiazioni attraverso le superfici trasparenti subiscono ritardi ben inferiori a quelli delle pareti, perché gli oggetti (pavimento, impianti) riscaldati dalla radiazione cedono poi calore per convezione. Il calore di radiazione proveniente dalle pareti opache e quello proveniente dalle pareti trasparenti risultano sfasati nel tempo. L'ASHRAE fornisce dati in merito.

Il calore emanato dagli apparecchi di illuminazione dipende dalla quantità di energia assorbita dagli stessi. Il diagramma di fig. 42.2 consente di risalire all'energia assorbita da un impianto di illuminazione in funzione del tipo di lampade e dei lumen richiesti.

La tab. 44.XI fornisce le quantità di calore prodotte da motori, macchinari ed apparecchiature diverse.

Il calore proveniente da lavorazioni tecnologiche deve essere valutato caso per caso. Esso comprende:

- il calore eventualmente apportato nell'ambiente dai materiali in lavorazione aventi temperatura più elevata rispetto all'ambiente o assorbito dagli stessi se la loro temperatura è più bassa;
- il calore prodotto da eventuali reazioni esotermiche o assorbito da reazioni endotermiche.

Il calore latente è dovuto all'umidità prodotta da persone e all'umidità prodotta o sottratta da materiali e lavorazioni. La già citata tab. 44.I fornisce il calore latente mediamente emanato da una persona impegnata in diverse attività: com'è noto, tale calore latente è correlato all'umidità prodotta in base all'espressione

(44.7) $$\text{calore latente} = 2450\ U \quad (kJ/h)$$

dove:
U = vapore prodotto in kg/h;
2450 kJ/kg = calore di vaporizzazione dell'acqua alla temperatura di 20°C.

L'umidità connessa alle lavorazioni (ad esempio, essiccazione di un prodotto, evaporazione da bagni di trattamento, perdite di vapore) deve essere valutata caso per caso, in base alle caratteristiche dei cicli tecnologici.

Tabella 44.X – Tempi di ritardo nella trasmissione del calore di radiazione solare attraverso pareti opache verso l'interno dei locali (valori indicativi).

Tipo di parete	h di ritardo
Parete in cemento armato spess. 15 cm	3
Parete in cemento armato spess. 15 cm isolata con uno strato di:	
– sughero (1) spess. 5 cm	7
– poliuretano (2) spess. 5 cm	4
– lana minerale (3) spess. 5 cm	4,5
Soletta in cemento armato spess. 40 cm isolata con uno strato di sughero spess. 5 cm	18
Muro in mattoni pieni spess. 50 cm	10
Lamiera con pannello di	
– sughero (1) spess. 10 cm	7
– poliuretano (2) spess. 10 cm	1,5
– lana minerale (3) spess. 10 cm	3
Tavolato in legno spess. 5 cm	1,5

(1) Sughero	massa volumica	100÷110 kg/m³
	calore specifico	2 kJ / kg·°C
	conduttività termica	0.040 W/m·°C
(2) Poliuretano	massa volumica	30÷40 kg/m³
	calore specifico	0,8÷1,2 kJ / kg·°C
	conduttività termica	0,023 W/m·°C
(3) Lana minerale in pannelli semirigidi	massa volumica	100 kg/m³
	calore specifico	0,75 kJ / kg·°C
	conduttività termica	0,046 W/m·°C

Ricambio dell'aria

Negli ambienti condizionati, si tende a tenere chiusi i locali, specie verso l'esterno, anche per evitare sprechi energetici. Però, la presenza di persone e di lavorazioni provoca delle variazioni nella composizione dell'aria, con aumento di gas, vapori, polveri ed odori: ne consegue una produzione di "aria viziata", causa di disagio o addirittura di danno alle persone.

Generalmente il fenomeno è tale da esigere un rinnovo (*ricambio*) dell'aria ambiente, in modo da mantenere entro valori accettabili il tasso di inquinamento.

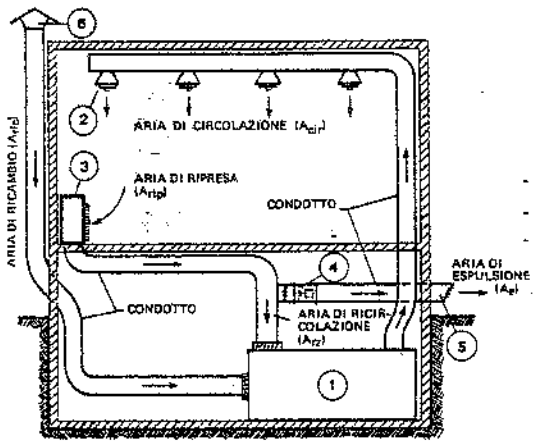
Con riferimento allo schema di fig. 44.19 si definiscono, per un certo ambiente:

- *aria di circolazione*, l'aria immessa, dopo il trattamento nell'unità di trattamento, per mantenere le condizioni termoigrometriche richieste;
- *aria di ricambio*, la quota parte di aria di circolazione prelevata all'esterno prima del trattamento;
- *aria di ricircolazione*, la quota parte di aria di circolazione prelevata dall'ambiente, inviata all'unità di trattamento e sovente depurata (16);
- *aria di espulsione*, l'aria evacuata all'esterno, equivalente alla portata d'aria di ricambio.

L'aria di ricambio deve essere trattata termicamente e, dopo l'impiego, viene espulsa, con evidente dispendio di energia, per cui risulta conveniente contenere al massimo la relativa portata.

Tabella 44.XI – Quantità di calore prodotte da sorgenti diverse.

Sorgente di calore	kW	
	sensibile	latente
Riscaldatori a resistenza elettrica e motori elettrici (per kW assorbito)	1	0
Macchinario (per kW meccanico al giunto con il motore)	1	0
Fiamme libere a gas naturale (per Nm³ di gas consumato)	10	1
Tavola calda per mensa (al m² di superficie)	1	1



1. Mobile di trattamento aria - 2. Diffusore d'aria nell'ambiente - 3. Mobiletto con bocchette di ripresa d'aria dall'ambiente - 4. Elettroventilatore di espulsione aria - 5. Bocca di espulsione aria - 6. Bocca presa aria esterna di ricambio.

$$\left.\begin{aligned} A_{cir} &= A_{ric} + A_{rz} \\ A_{rip} &\leqslant A_{cir} \\ A_e &\leqslant A_{ric} \end{aligned}\right\}(1)$$

(1) Le disuguaglianze si verificano allorché parte dell'aria di circolazione viene evacuata direttamente dall'ambiente attraverso serramenti o impianti di aspirazione dall'ambiente stesso.

Fig. 44.19 – Denominazioni con cui si individuano i vari tipi di aria relativi ad un impianto di ventilazione.

(16) La depurazione dell'aria è richiesta da esigenze igieniche e, in proposito, è opportuno seguire le indicazioni fornite dalle normative in materia: in genere, non dovrebbe essere reimmessa aria contenente inquinanti in quantità superiore ai limiti massimi ammessi nell'ambiente.

Il valore ottimale della portata d'aria di ricambio dipende da vari fattori, quali: il tipo di lavorazione, la densità delle persone, la destinazione del locale.

Alcuni processi tecnologici richiedono portate d'aria di ricambio prestabilite, tali cioè da mantenere entro limiti accettabili i tassi di inquinamento provocati dai processi stessi.

A titolo di esempio, si riporta la valutazione dei ricambi d'aria in un locale dove avvengono operazioni di saldatura a punti. In tale locale, avente una superficie di 225 m² ed altezza 9 m, vengono effettuati ogni ora 158.000 punti di saldatura, suddivisi in:

49.000 punti normali su lamiera pulita (1° tipo di saldatura);
18.000 punti su lamiera di forte spessore (2° tipo di saldatura);
57.000 punti su lamiera oliata (3° tipo di saldatura);
34.000 punti su lamiera con zincrometal (4° tipo di saldatura).

Il volume minimo di aria occorrente per diluire l'inquinamento al di sotto del livello critico è dato da:

$$(44.8) \qquad Q_o = 10 \sum_{i=1}^{n} G_i \left(\frac{x_{1i}}{X_1} + \frac{x_{2i}}{X_2} + \ldots + \frac{x_{ri}}{X_r} \right)$$

dove:
Q_o = m³/h di aria diluente;
i (variabile da 1 a n) = tipo di punto di saldatura (nell'esempio, n = 4);
G_i = peso in grammi degli effluenti prodotti in un'ora dal tipo di punto i;
r = numero delle specie chimiche inquinanti;
$x_{1i}, x_{2i}, \ldots, x_{ri}$ = percentuale in peso delle varie specie inquinanti presenti in ciascun effluente i;
$X_{1, 2, \ldots r}$ = concentrazione limite nell'ambiente dei vari inquinanti.

Sostituendo, si ottiene Q_o = 2770 m³/h.

L'efficienza della diluizione è funzione del tipo di impianto di immissione ed estrazione dell'aria: un valore correntemente utilizzato è 0,5. Adottando tale valore nel caso preso ad esempio, si ottiene:

$$\text{volume di aria richiesta: } \frac{Q_o}{0{,}5} = 5540 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il numero dei ricambi di aria, definito come:

$$\frac{\text{volume aria richiesto ogni ora in m}^3}{\text{volume del locale in m}^3}$$

risulta essere:

$$\frac{5540}{225 \cdot 9} = 2{,}7 \text{ ricambi / ora.}$$

In altri casi, la portata dipende dalla quantità di aria estratta dagli impianti tecnologici, aria che deve essere ovviamente reintegrata.

Quando i processi tecnologici non sono inquinanti o non sottraggono aria all'ambiente, si deve solo tenere conto del rinnovo necessario per mantenere condizioni igienico-ambientali accettabili. La tab. 44.III fornisce i quantitativi di aria di ricambio da prevedere in tali casi (17).

Il ricambio dell'aria comporta un carico termico il cui valore è dato dalla:

$$(44.9) \qquad q = \frac{Q_r}{v}(h_e - h_i) \quad (W)$$

dove:
Q_r = portata d'aria di ricambio (m³/h);
v = volume specifico dell'aria (m³/kg): si assume mediamente v = 0,83;
h_e, h_i = entalpia dell'aria rispettivamente alle condizioni esterne e interne (kJ/kg).

I valori dell'entalpia devono essere riferiti alle condizioni di temperatura e di umidità dell'aria esterna e dell'aria ambiente (rilevabili sul diagramma di Mollier dell'aria umida); pertanto, la quantità q è variabile con le condizioni termoigrometriche esterne.

La quantità (44.9) deve essere evidentemente aggiunta ai carichi termici dianzi considerati.

Infiltrazioni di aria

In ogni locale si verificano sempre delle infiltrazioni di aria dall'esterno, che comportano la fuoriuscita di una quantità corrispondente di aria dal locale stesso.

Le infiltrazioni avvengono attraverso le fessure esistenti nei serramenti esterni o attraverso eventuali aperture praticate nelle pareti perimetrali.

La determinazione delle portate di aria di infiltrazione può essere eseguita secondo la procedura indicata nella UNI 10344.

In sintesi, la portata d'aria per infiltrazione è data da:

$$(44.10) \qquad \varphi = P_o \cdot V \quad (m^3/h)$$

dove:
P_o = permeabilità all'aria dell'involucro edilizio;
V = volume riscaldato o raffrescato.

44.5. TRASFORMAZIONI PRINCIPALI DELL'ARIA

Il calcolo delle portate d'aria e di alcuni fabbisogni termici occorrenti per il condizionamento degli ambienti, viene generalmente condotto con programmi di calcolo specifici o con il metodo grafico, che sovente utilizza il diagramma psicometrico t,x riportato in fig. 44.20: com'è noto, tale diagramma contiene sull'asse verticale le umidità specifiche (o assolute) e su un asse inclinato le entalpie; le isoterme sono verticali, mentre le linee ad entalpia costante coincidono con le linee ad uguale temperatura del bulbo umido.

(17) Evidentemente, se le portate d'aria di ricambio imposte dai processi tecnologici sono superiori a quelle richieste per le persone, non occorre più tenere conto di questi ultimi fabbisogni. Se invece sono minori, è necessario aumentarle fino ai valori indicati nella tab. 44.III.

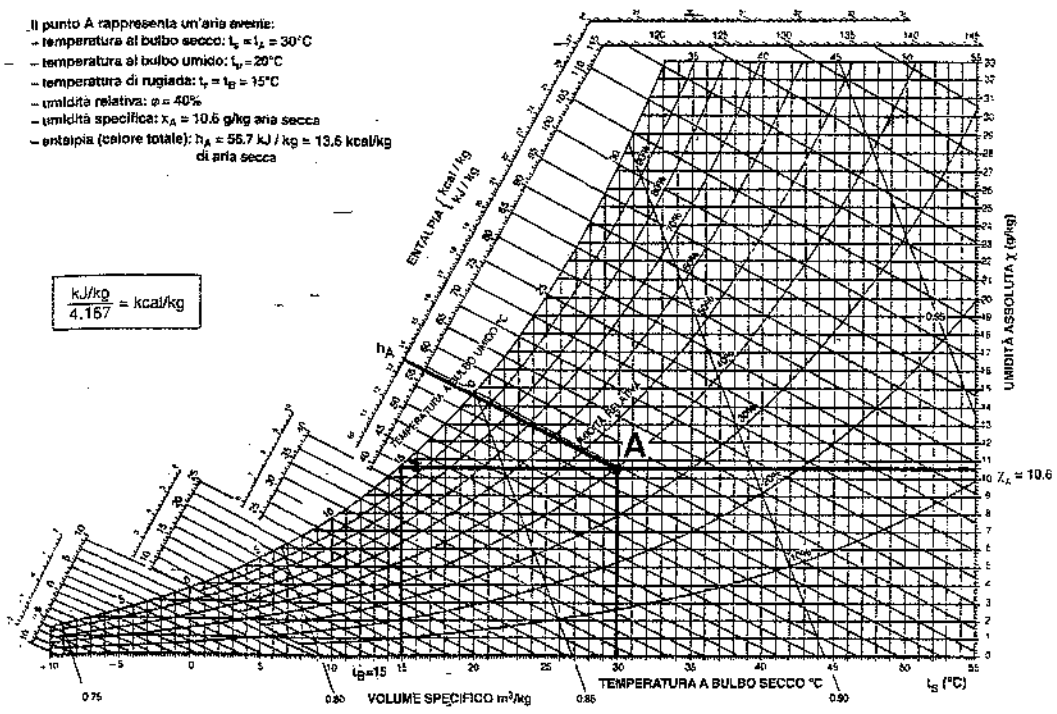


Fig. 44.20 – Diagramma psicometrico t, x dell'aria umida, per pressione atmosferica di 10^5 Pa.

Utilizziamo il suddetto diagramma per analizzare le trasformazioni dell'aria di maggiore interesse pratico.

a) *Miscela di due masse d'aria* (fig. 44.21)

La miscela di due masse d'aria rappresentate dai punti A e B conduce alla condizione M, giacente sul segmento AB, tale che le distanze da A e da B risultino inversamente proporzionali alle due masse d'aria.

b) *Riscaldamento senza umidificazione* (fig. 44.22)

Una massa d'aria nelle condizioni A, riscaldata fino alle condizioni B senza umidificazione, subisce una trasformazione rappresentata da un segmento AB orizzontale, in quanto l'umidità specifica non varia. In sostanza, diminuisce l'umidità relativa.

c) *Raffreddamento senza deumidificazione* (fig. 44.23)

È il caso inverso del precedente. La trasformazione AB è ancora raffigurata da un segmento orizzontale. L'umidità relativa aumenta. Se il raffreddamento prosegue oltre il punto B, si può raggiungere il punto C sulla curva di saturazione (φ = 100%). In C l'aria è satura di vapore acqueo.

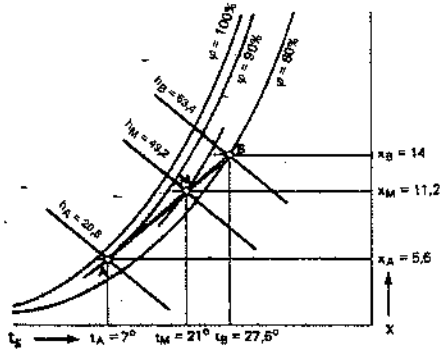


Fig. 44.21 – Miscela di due masse d'aria A e B.

d) *Umidificazione* (fig. 44.24)

L'umidificazione di una massa d'aria è ottenuta mediante acqua (in genere polverizzata finemente nell'aria) o per iniezione di vapore.

Nel primo caso, le gocce di acqua evaporano in seno all'aria assorbendo il calore di vaporizzazione. Se l'acqua spruzzata ha una temperatura pari a quella al bulbo umido (t_D) dell'aria A, la trasformazione è rappresentata dal segmento AB, dove $t_A - t_B$ misura l'abbassamento di temperatura che l'aria subisce, mentre $x_B - x_A$ indica la quantità di vapore somministrata. Tale condizione si realizza allorché l'acqua viene ricircolata nell'umidificatore (detto adiabatico). L'acqua ricircolata assume in breve una temperatura pari a t_D.

Se l'acqua spruzzata si trova a temperatura diversa da t_D (temperatura al bulbo umido dell'aria da trattare), per esempio a t'_D o t''_D, la trasformazione che l'aria subisce non segue più una isoentalpica, ma è rappresentata da una linea come AD' (acqua più calda di t_D) o AD'' (acqua più fredda di t_D).

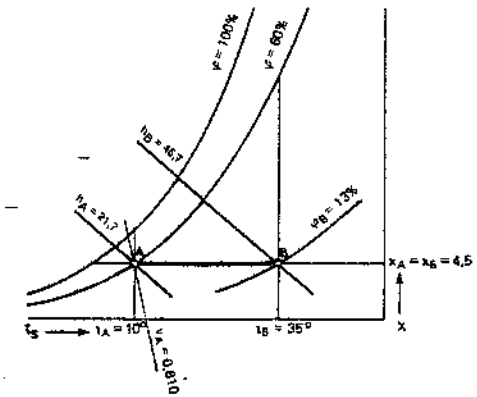


Fig. 44.22 – Riscaldamento senza umidificazione di una massa d'aria.

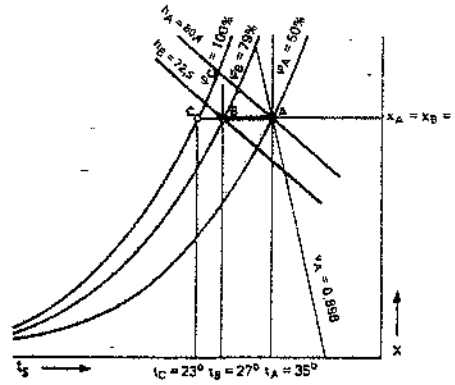


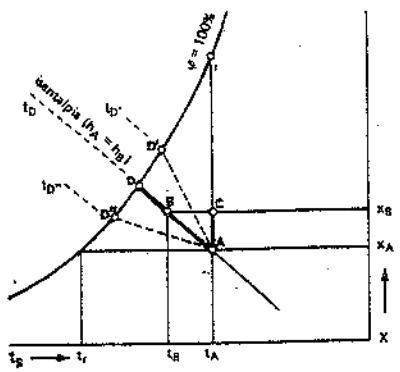
Fig. 44.23 – Riscaldamento senza deumidificazione di una massa d'aria.

Se l'umidificazione dell'aria avviene per iniezione di vapore anziché di gocce d'acqua, l'aria non perde calore sensibile per la vaporizzazione dell'acqua e la trasformazione che essa subisce è in ogni caso prossima ad una isoterma (trasformazione AC).

e) *Riscaldamento con umidificazione* (fig. 44.25)

Siano A e B i punti iniziale e finale della trasformazione. Il processo può essere attuato in due stadi: dapprima con un riscaldamento a umidità specifica costante fino al punto C, ove passa la isoentalpica per B; quindi, con umidificazione (a mezzo di umidificatore adiabatico) lungo la isoentalpica CB.

La trasformazione può avvenire anche nel seguente modo: riscaldamento, ad umidità specifica costante, fino al punto D; umidificazione fino a saturazione (punto



t_D = temperatura al bulbo umido di A o temperatura di saturazione.

Fig. 44.24 – Umidificazione di una massa d'aria.

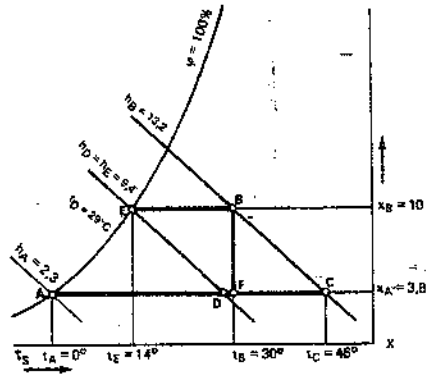


Fig. 44.25 – Riscaldamento con umidificazione di una massa d'aria.

E); riscaldamento ad umidità specifica costante (segmento EB). Il preriscaldamento è regolato dalla temperatura del bulbo umido in D, che è la stessa del punto E e coincide con la temperatura di rugiada del punto B finale.

Se l'umidificazione è ottenuta per iniezione di vapore, si realizza la trasformazione AFB.

f) *Raffreddamento con deumidificazione* (fig. 44.26)

Siano A e B i punti iniziale e finale della trasformazione. La deumidificazione potrebbe essere realizzata mediante materiali assorbenti, il cui impiego però è assai limitato. Di preferenza, si deumidifica l'aria facendole lambire una parete fredda a temperatura inferiore al punto di rugiada. Sottraendo calore, l'aria si raffredda ad umidità specifica costante e la sua temperatura si abbassa fino al punto di rugiada (punto C).

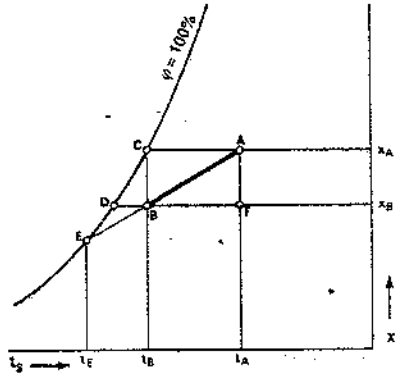


Fig. 44.26 – Raffreddamento con deumidificazione di una massa d'aria.

Un ulteriore abbassamento della temperatura comporta una deumidificazione, rappresentata in diagramma dal trattamento CD lungo la curva a umidità relativa 100%. Un successivo riscaldamento (con umidità specifica costante) porta l'aria nella condizione voluta (punto B).

In pratica, tuttavia, i fenomeni non si sviluppano nel modo descritto. Le batterie raffreddanti sono costituite da tubi alettati percorsi all'interno dal liquido refrigerante e lambiti all'esterno dall'aria da raffreddare. Di tutta l'aria fluente, solo una parte viene a contatto della superficie fredda, si raffredda e si deumidifica fino alla temperatura di questa (t_E), restando nella teorica condizione di saturazione (punto E). L'altra parte dell'aria non viene a contatto della superficie ed esce dalla batteria in condizioni prossime a quelle di ingresso (punto A).

L'aria uscente risulta pertanto una miscela delle due quantità ed il suo punto rappresentativo si trova sulla congiungente i punti A ed E. La posizione del punto B dipende dal fattore di by-pass, definito dal rapporto fra la portata d'aria che non lambisce la superficie e la portata totale dell'aria attraversante la batteria.

Ovviamente, la temperatura t_E della superficie della batteria deve essere tanto più bassa quanto più si deve deumidificare l'aria.

44.6. TIPI DI IMPIANTI

Gli impianti di condizionamento adottati in pratica sono in genere classificati in base al tipo di fluido vettore (transfer) impiegato per il trasporto nell'ambiente dell'energia termica necessaria per il riscaldamento e/o il raffrescamento dell'aria interna all'ambiente stesso.

Tabella 44.XII – Classificazione degli impianti di condizionamento in base al transfer impiegato.

Impianti ad aria (l'aria è il solo transfer impiegato)	A) per una sola zona B) multizone C) a doppio condotto
Impianti ad aria-acqua (impiegano aria ed acqua come transfer del calido e/o del freddo)	D) a ventiloconvettori a 2 o 4 tubi, con aria di ricambio E) ad induzione a 2 o 4 tubi
Impianti ad acqua (l'acqua è il solo transfer impiegato)	F) a soli ventiloconvettori a 2 o 4 tubi
Impianti a condizionatori autonomi	(*)

(*) Questi impianti sono costituiti da uno o più mobili, ciascuno dei quali racchiude tutti i componenti, ad eccezione del generatore di calore.

Si distinguono i tipi di impianti di cui alla tab. 44.XII.

Gli impianti ad aria A e B possono essere:

- a portata costante: la regolazione della quantità di calore introdotta negli ambienti è ottenuta mediante variazione della temperatura dell'aria immessa;
- a temperatura costante: la regolazione della quantità di calore introdotta negli ambienti è ottenuta mediante variazione della portata dell'aria immessa;
- a bassa pressione: adottano velocità massime dell'aria nei condotti di distribuzione inferiori a 10 m/s e sfruttano differenze di temperatura fra l'aria immessa e l'aria ambiente di 6°÷12°C;
- ad alta pressione: adottano velocità massime dell'aria nei condotti principali comprese fra 10 e 20 m/s e sfruttano differenze di temperatura fra l'aria immessa e l'aria ambiente di 12°÷16°C.

Prima di esaminare le principali caratteristiche dei vari tipi di impianto contraddi-

stinti con le lettere A-B-C-D-E-F nella tab. 44.XII, è opportuno precisare il significato di "zona di un edificio".

I vari locali di un edificio possono differire tra di loro per:

a. l'orientamento (influisce sui carichi per radiazione solare);
b. l'ubicazione (influisce sui carichi per trasmissione);
c. i carichi endogeni e relativi andamenti nel tempo;
d. l'affollamento;
e. le ombre portate dagli edifici prospicienti (influiscono sui carichi per radiazione solare);
f. le condizioni termoigrometriche ambientali.

Un sistema di condizionamento deve mantenere, in ogni locale, le condizioni termoigrometriche richieste, quali che siano i carichi termici dovuti alle voci sopra elencate.

Per tale motivo, un edificio deve necessariamente essere suddiviso in vari gruppi di locali, chiamati *zone*, ciascuna delle quali è costituita da locali aventi all'incirca le stesse condizioni a ÷ f.

Una zona può anche essere costituita da un solo locale.

Locali o gruppi di locali che differiscano tra di loro per una qualsiasi delle condizioni a ÷ f devono appartenere a zone diverse.

Deve essere possibile regolare le condizioni termoigrometriche di ciascuna zona indipendentemente dalle altre zone; essa quindi deve essere dotata di un proprio impianto, o parte di impianto, atto a mantenere tali condizioni.

Le caratteristiche delle zone condizionano il tipo di impianto da adottare. È opportuno limitare il numero delle zone al minimo, accettando eventualmente modeste variazioni delle condizioni termoigrometriche ambientali rispetto a quelle di progetto, al fine di semplificare il sistema di condizionamento e quindi il suo costo.

Le zone possono essere distinte in due tipi fondamentali:

- zone interne, caratterizzate da un carico termico complessivo sempre positivo (cioè in tali zone entra calore) e quasi uniforme nel tempo;
- zone esterne o perimetrali, caratterizzate da carichi termici variabili continuamente nel tempo, i quali possono essere positivi o negativi a seconda delle mutevoli condizioni esterne ed interne (carichi endogeni ed affollamento).

Le zone interne sono generalmente alimentate da un impianto di condizionamento indipendente da quello delle altre zone.

La suddivisione di un edificio in zone è una fase importante della progettazione di un sistema di condizionamento, in quanto condiziona le prestazioni ottenibili ed i costi di impianto e di esercizio.

Illustriamo ora brevemente i tipi di impianto sopra citati.

Nella fig. 44.27 è schematizzato un impianto ad aria per una sola zona (contrassegnato con la lettera A nella tab. 44.XII).

Tale impianto, detto anche impianto centralizzato di condizionamento, può essere considerato l'impianto base del trattamento dell'aria, in quanto da esso hanno avuto origine tutti gli altri tipi di impianto.

Esso è essenzialmente costituito da:

- una unità atta a sottoporre l'aria ai vari trattamenti richiesti (v. § 44.3);
- una rete di canali per:
  - l'aspirazione dell'aria dall'esterno e dai vari locali (aria di ricircolo) sino all'unità di trattamento;
  - la distribuzione nei vari locali dell'aria trattata;

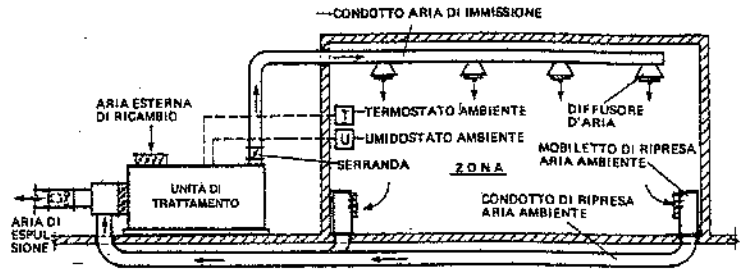


Fig. 44.27 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "all aria" per una sola zona.

- un complesso di apparecchiature per la produzione e l'alimentazione dei transfer necessari alle varie sezioni dell'unità di trattamento.

I condotti di distribuzione sono muniti di diffusori (bocchette, anemostati, ecc.) per l'immissione dell'aria negli ambienti.

Come già detto, le batterie di riscaldamento e di raffreddamento sono di solito alimentate con acqua, rispettivamente calda (60°÷150°C) e fredda (5°÷12°C).

Alcuni dei suddetti trattamenti dell'aria possono essere tralasciati, in base alle esigenze termiche della zona.

La regolazione delle condizioni termoigrometriche ambientali dell'intera zona è ottenuta a mezzo di un sistema di regolazione automatica, comandato da termostati ed umidostati.

L'impianto centralizzato suddetto permette di realizzare nella zona servita le condizioni termoigrometriche richieste, anche con tolleranze molto ristrette. Esso è particolarmente adatto per:

- sale pubbliche (di spettacolo, riunione);
- locali con periodi di occupazione brevi;
- locali destinati a lavori di precisione;
- impianto base di trattamento dell'aria primaria per gli impianti a doppio condotto e ad aria-acqua.

Quando le zone sono più d'una, si può ricorrere all'impianto ad aria tipo *multizone* (voce B della tab. 44.XII). Questo impianto è costituito dagli stessi elementi che compongono l'impianto unizona, vale a dire:

- una unità di trattamento;
- una rete di canali d'aria con diffusori;
- un complesso di apparecchiature per i transfer.

La rete di distribuzione dell'aria è però suddivisa in varie sottoreti, destinate caduna a servire una zona.

Ogni sottorete ha origine dal condizionatore, il quale deve pertanto essere dotato di una apposita sezione, posta a valle di quella ventilante, munita di tante bocche con serrande, quante sono le sottoreti.

L'impianto multizone può essere:

B_1) a portata costante con variazione di temperatura (18);
B_2) a temperatura costante con variazione di portata (19).

(18) Questo impianto è anche chiamato *a tutt'aria con postriscaldamento di zona*.
(19) Questo impianto è sovente indicato con il termine VAV (*Variable Air Volume*).

Nelle figg. 44.28 e 44.29 sono schematizzati gli impianti B_1 e B_2.

L'impianto B_1 raffredda e deumidifica centralmente l'intera portata d'aria, in modo sufficiente per soddisfare la zona con maggiore carico termico positivo.

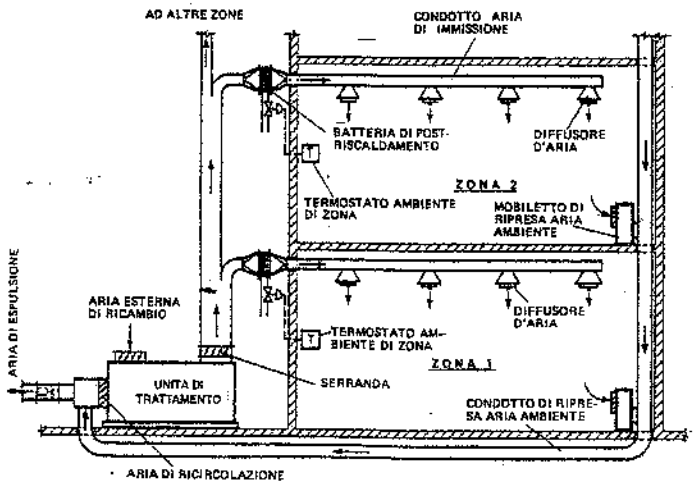


Fig. 44.28 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "ad aria multizone" con variazione della temperatura dell'aria trattata.

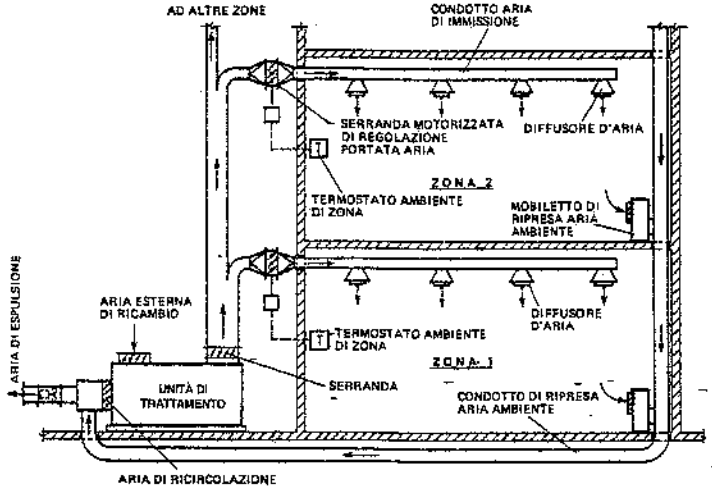


Fig. 44.29 – Impianto centralizzato di condizionamento tipo "ad aria multizone" con variazione della portata dell'aria trattata.

Dopo tale trattamento di raffreddamento/deumidificazione, l'aria viene inviata, a mezzo delle sottoreti, alle varie zone.

Ogni sottorete è dotata di una batteria di postriscaldamento, atta a mantenere la temperatura ambiente nella zona corrispondente; la quantità di calore ceduta dalla batteria di postriscaldamento è modulata automaticamente a mezzo di un gruppo di regolazione pilotato da un termostato ambiente di zona.

L'impianto B_1 può essere privo di dispositivi di umidificazione invernale, per cui esso consente di mantenere in zona la temperatura di progetto ed una umidità non controllata.

L'impianto B_2 effettua tutti i trattamenti estivi/invernali sull'intera portata d'aria tenendo conto delle condizioni termiche contemporanee più gravose.

L'aria uscente dalla unità di trattamento centralizzata viene inviata, a mezzo delle sottoreti, alle varie zone.

Ogni sottorete è dotata di una serranda motorizzata con motorino a funzionamento modulante comandato dal termostato ambiente di zona; la portata di aria (e quindi la quantità di calore) introdotta nella zona è regolata dal termostato stesso in modo da mantenere la temperatura ambiente richiesta.

L'impianto multizone trova soprattutto applicazione nei grandi magazzini di vendita, nelle sale di spettacolo, nei fabbricati uffici con grandi saloni.

Esso presenta i seguenti inconvenienti:

- non risulta flessibile in caso di ampliamenti, in quanto è praticamente impossibile aggiungere una zona se ciò non è stato preventivamente programmato;
- il numero delle zone servibili è sempre limitato, a causa dell'ingombro dei condotti che partono dal condizionatore;
- non permette di riscaldare e raffreddare contemporaneamente i locali appartenenti a zone diverse, come può eventualmente accadere nei fabbricati moderni a bassa inerzia termica, nei quali, a volte, in giornate serene invernali, si deve allo stesso tempo riscaldare le zone non soleggiate e raffreddare le zone soleggiate e/o affollate.

Per evitare i suddetti inconvenienti, sono stati introdotti degli impianti a funzionamento molto elastico, caratterizzati da una regolazione rapida, quali gli impianti:

C) a doppio condotto;
D) a ventiloconvettori a 4 tubi;
E) ad induzione a 4 tubi;
F) a portata e temperatura d'aria variabili.

Nella fig. 44.30 è schematizzato un impianto ad aria a doppio condotto.

In tale impianto, l'intera portata di aria è trattata centralmente e distribuita alle varie zone mediante due condotti paralleli: uno convogliante aria fredda a 10°÷13°C, l'altro aria calda a 25°÷30°C.

I due condotti alimentano, in corrispondenza di ogni zona, un erogatore, chiamato *cassetta di miscelazione*, avente il compito di miscelare l'aria fredda e l'aria calda in proporzioni tali da ottenere un'aria risultante capace di compensare il carico termico della zona stessa e quindi di mantenere la temperatura ambiente richiesta.

La regolazione della miscela delle due arie viene realizzata a mezzo di un termostato ambiente, sistemato in un qualsiasi locale della zona e agente su un servomotore che comanda due serrande poste nella cassetta in corrispondenza delle bocche di entrata dei due condotti.

L'aria miscelata uscente dalla cassetta viene distribuita nei vari locali della zona a mezzo di una rete di canali con diffusori, percorsi da aria a bassa velocità.

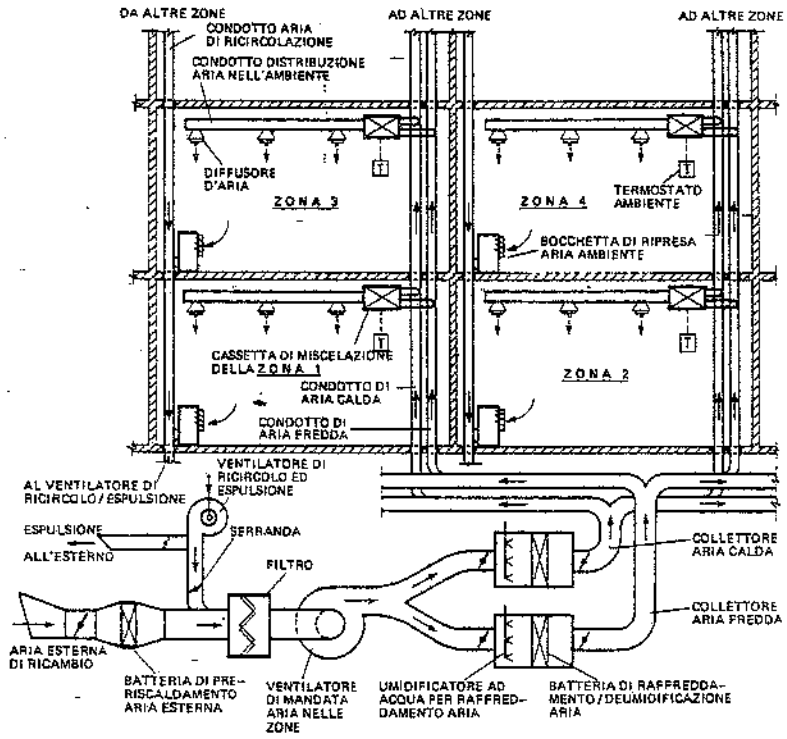


Fig. 44.30 – Impianto di condizionamento a doppio condotto: soluzione economica.

La versione più diffusa dell'impianto suddetto è quella che adotta alte velocità nei due condotti di distribuzione dell'aria primaria fredda e calda, al fine di ridurre gli ingombri dei canali principali. In tal caso, come già detto in precedenza, ogni cassetta è dotata di dispositivi per:

- la riduzione dell'alta pressione esistente nei condotti (soprattutto in vicinanza della unità di trattamento dell'aria);
- il mantenimento della costanza della portata d'aria alimentante la zona, nonostante la variabilità delle pressioni nei condotti dovuta alle variazioni nel tempo delle portate di aria passanti nei condotti stessi.

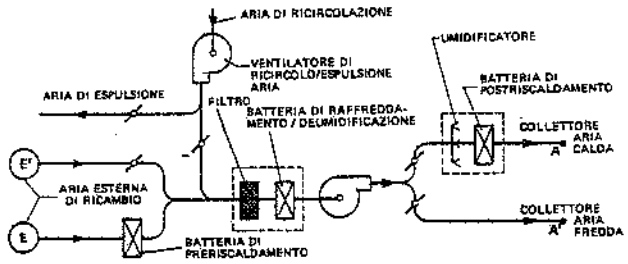
L'impianto a doppio condotto presenta i seguenti inconvenienti:

- non garantisce un controllo preciso dell'umidità ambiente;
- comporta una perdita di energia dovuta alla miscelazione.

Gli impianti descritti nelle figure 44.(27-28-29-30) sono adatti a grandi ambienti (industriali e non), mentre gli impianti a ventiloconvettori descritti nelle figure 44.(32-33-34) sono adatti ad ambienti civili o industriali con altezza ≤ 5 m, di non grandi dimensioni e che richiedano uno stretto controllo dei parametri termoigrometrici, della velocità dell'aria e del livello sonoro.

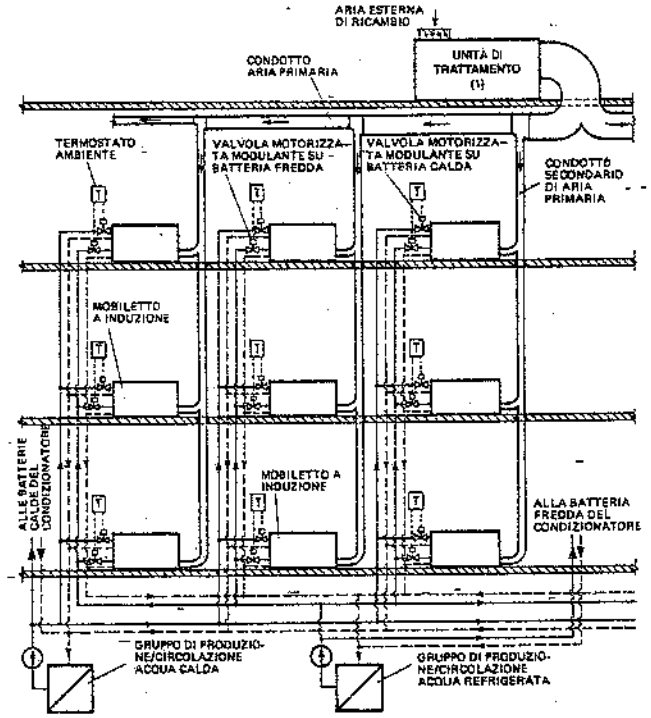
Oltre allo schema indicato nella fig. 44.31, ne sono stati proposti altri, più complessi, ma atti ad assicurare un controllo più preciso dell'umidità relativa ambiente.

Nella fig. 44.32 è schematizzato un sistema ad induzione a 4 tubi.



N.B.: La presa E di aria esterna è sempre aperta in quanto fornisce il fabbisogno minimo di aria di ricambio. La presa E' viene aperta automaticamente, in base alla temperatura dell'aria esterna, allorché è possibile usufruire dell'aria stessa per il raffrescamento. L'impianto di distribuzione dell'aria trattata alle varie zone, a partire dai punti A–A', è analogo a quello indicato in fig. 44.30.

Fig. 44.31 – Impianto di condizionamento a doppio condotto: soluzione adatta per un migliore controllo dell'umidità ambiente. Schema della centralina di trattamento dell'aria.



(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

Fig. 44.32 – Impianto di condizionamento ad induzione a 4 tubi.

Esso è essenzialmente costituito da:

a) un impianto ad aria tipo unizona, avente lo scopo di trattare opportunamente e distribuire l'aria di ventilazione primaria, prelevata dall'esterno;

b) un impianto con condizionatori ad induzione (induttori) a doppia batteria (calda e fredda);

c) un impianto di produzione e distribuzione dell'acqua calda e fredda necessaria per l'alimentazione degli impianti a) e b).

Gli induttori sono sistemati nei vari locali, in numero e caratteristiche dipendenti dai carichi termici dei locali stessi.

Ogni induttore corrisponde ad una zona e deve essere continuamente alimentato con tre fluidi:

- aria primaria, la quale, oltre ad apportare l'aria di ricambio, costituisce il fluido motore capace di far funzionare l'induttore;
- acqua fredda con temperatura di mandata di circa 10°C, circolante nella batteria fredda;
- acqua calda con temperatura di mandata di circa 50°C, circolante nella batteria calda.

Ogni induttore deve quindi essere allacciato a tre reti:

- rete di canali per la distribuzione dell'aria primaria;
- rete di tubazioni dell'acqua fredda (2 tubi di allacciamento);
- rete di tubazioni dell'acqua calda (2 tubi di allacciamento).

Per tale motivo l'impianto viene denominato "a 4 tubi".

L'aria primaria è distribuita direttamente ai vari induttori ad alte velocità e pressione.

Nell'induttore l'aria primaria entra in un plenum isolato acusticamente per attenuare il rumore dovuto alle alte velocità nei condotti.

Il plenum è dotato di una serranda di taratura della portata d'aria e di ugelli eiettori: fuoriuscendo da tali ugelli l'aria primaria genera una depressione che richiama una determinata quantità di aria ambiente (aria secondaria) attraverso le batterie calda e fredda; la miscela di aria primaria e secondaria viene poi distribuita nell'ambiente tramite una bocchetta.

Il rapporto tra le portate di aria primaria e secondaria è normalmente compreso tra 1:3 e 1:6.

L'aria secondaria è pertanto riscaldata o raffreddata, durante il passaggio attraverso le batterie, a seconda che circoli l'acqua calda o fredda nelle batterie stesse.

Evidentemente il gruppo di regolazione della temperatura ambiente deve essere in grado di impedire che le due acque fluiscano contemporaneamente nelle batterie, al fine di evitare perdite di energia.

La pressione utile per la ricircolazione dell'aria secondaria è modesta, per cui è opportuno ridurre al massimo le resistenze attraverso il circuito dell'aria secondaria stessa (filtro + batteria calda + batteria fredda). Ciò si ottiene soprattutto evitando che l'umidità sviluppata nell'ambiente si condensi sulla batteria fredda, con conseguente intasamento della batteria stessa per l'impasto della polvere sulla superficie umida.

Quest'ultimo inconveniente viene evitato effettuando la deumidificazione dell'aria primaria nell'unità di trattamento centralizzata ed alimentando la batteria fredda con acqua a temperatura maggiore di 10°C (cioè con temperatura superiore alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente).

La regolazione delle condizioni termoigrometriche ambientali è affidata separatamente ai due impianti a e b:

- la temperatura viene regolata da un termostato ambiente mediante la variazione delle portate d'acqua calda o fredda attraversanti le batterie degli induttori;
- l'umidità relativa è regolata centralmente mediante opportuni trattamenti dell'aria primaria.

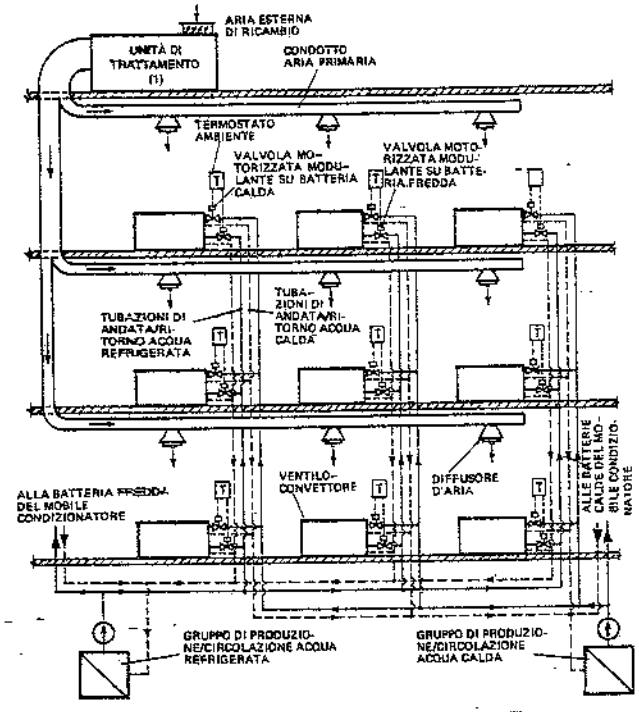
Il ricambio dell'aria ambiente è realizzato a mezzo dell'impianto di aria primaria.

Sovente, oltre al suddetto sistema ad induzione a 4 tubi, viene pure adottato il sistema ad induzione a 2 tubi.

Il principio di funzionamento è analogo, ma nel sistema a 2 tubi ogni induttore è dotato di una sola batteria, percorsa da acqua calda nella stagione di riscaldamento e da acqua fredda nella stagione di raffrescamento.

La regolazione delle quantità di calore cedute (o sottratte) dalla batteria dell'induttore è affidata ad una valvola motorizzata, installata sulla tubazione dell'acqua e comandata da un termostato ambiente.

La temperatura atmosferica esterna, alla quale si deve effettuare la sostituzione dell'acqua calda con la fredda (o viceversa) è chiamata temperatura di commutazione.



(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

Fig. 44.33 – Impianto di condizionamento a ventiloconvettori a 4 tubi.

I fluidi prodotti nell'unità di trattamento ed inviati nei vari locali sono rispettivamente:

nella stagione fredda:	*nella stagione calda:*
– aria primaria a circa 10°C;	– aria primaria a circa 15°C;
– acqua calda a 50°÷60°C;	– acqua fredda a 10°÷12°C.

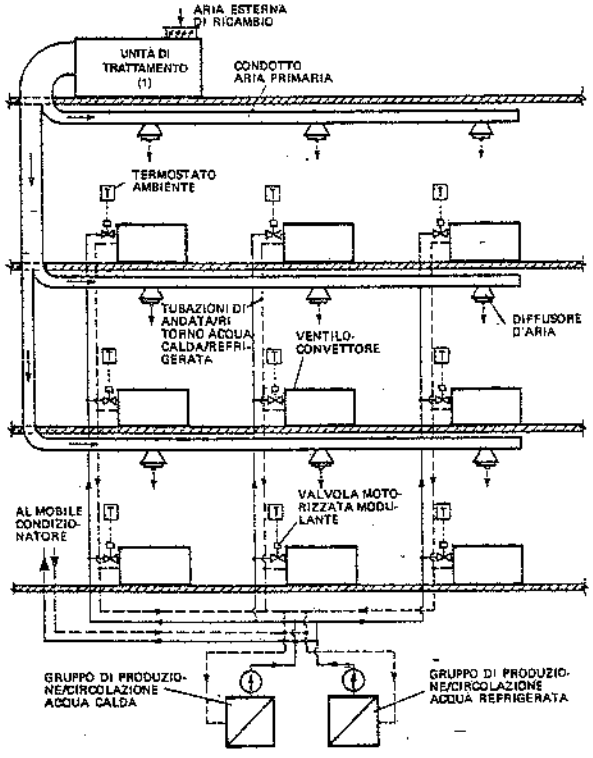
Risulta quindi che nella stagione fredda l'impianto è in grado sia di riscaldare (per la presenza dell'acqua calda nella batteria) sia di raffrescare (per la immissione nei locali di aria primaria a circa 10°C, cioè a temperatura inferiore a quella dell'aria ambiente).

Allorché, al cambiare dei carichi termici esterni, l'impianto non può più mantenere (entro certe tolleranze prefissate) le condizioni ambientali richieste, si deve effettuare la commutazione dell'acqua calda con quella fredda.

Il sistema ad induzione a 2 tubi rappresenta una semplificazione tecnica ed economica rispetto a quello a 4 tubi.

Esso però non è adatto a soddisfare le esigenze di un fabbricato con molte zone.

Nelle figg. 44.33 e 44.34 sono rispettivamente schematizzati un sistema a ventiloconvettori a 4 tubi ed un sistema a 2 tubi, entrambi con impianti per l'aria di ricambio.



(1) L'unità di trattamento può essere installata, oltre che sulla copertura, a piano terra, nell'interrato o su un piano intermedio.

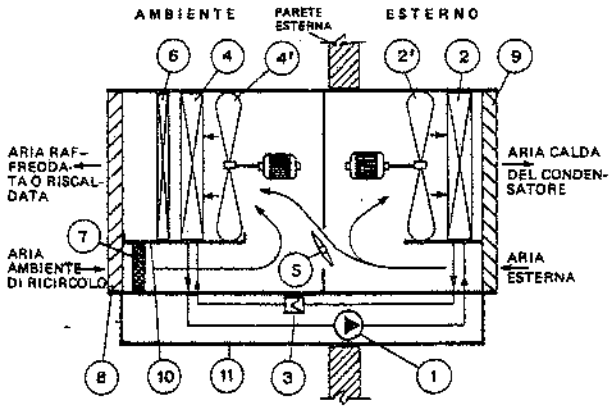
Fig. 44.34 – Impianto di condizionamento a ventiloconvettori a 2 tubi.

Tali sistemi sono analoghi, come costituzione e prestazioni, a quelli corrispondenti ad induzione, con le seguenti differenze:

- gli induttori ad una o due batterie sono sostituiti da ventiloconvettori ad una o due batterie;
- l'aria primaria, specie nei locali di media altezza (come quelli commerciali), viene talvolta distribuita nei locali a mezzo di diffusori anziché attraverso i ventiloconvettori;
- l'impianto a ventiloconvettori è completamente indipendente dall'impianto di trattamento dell'aria primaria, per cui è possibile installare in un fabbricato il solo impianto a ventiloconvettori senza il corrispondente impianto di aria primaria.

Quest'ultima soluzione viene adottata nei casi in cui le esigenze economiche prevalgono su quelle tecniche.

In fig. 44.35 è rappresentato lo schema di un condizionatore autonomo da finestra. Trattasi di un apparecchio contenente nel suo involucro un gruppo frigorigeno, gli eventuali elementi riscaldanti funzionanti con energia elettrica o con qualsiasi fluido caldo, nonché le apparecchiature di controllo automatico della sola temperatura ambiente. Nello schema sono visibili gli elementi fondamentali del circuito frigorigeno: l'evaporatore con il ventilatore per il ricircolo dell'aria ambiente; il condensatore con il ventilatore per la circolazione dell'aria esterna che raffredda il condensatore stesso; il compressore del freon; la valvola per regolare la differenza di pressione fra condensatore ed evaporatore.



1. Elettrocompressore frigorifero - 2. Batteria condensante (condensatore) - 2'. Elettroventilatore di 2 - 3. Valvola riduttrice di pressione - 4. Batteria di raffreddamento (evaporatore) - 4'. Elettroventilatore di 4. - 5. Serrande di regolazione dell'aria esterna di ricambio - 6. Batteria riscaldante elettrica - 7. Filtro aria - 8. Bocchetta di mandata/ricircolazione aria in ambiente - 9. Bocca di presa/espulsione aria esterna - 10. Bacinella di raccolta acqua di condensa prodotta sulla batteria 4 - 11. Involucro in lamiera.
2 + 2' = Condensatore del gruppo frigorifero;
4 + 4' = Evaporatore del gruppo frigorifero.

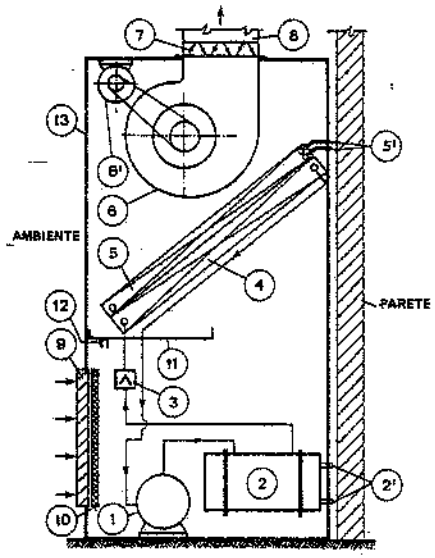
Fig. 44.35 – Schema di un condizionatore autonomo da finestra.

L'aria di condensazione deve essere prelevata e scaricata all'esterno.

Talora, il gruppo è diviso in due parti: la prima, contenente l'evaporatore e l'elettroventilatore di circolazione dell'aria, è posta nell'ambiente; l'altra, contenente il gruppo motocompressore, il condensatore e l'elettroventilatore, è sistemata all'ester-

no dell'ambiente. Le due parti sono collegate tra di loro dalle tubazioni per la ricircolazione del freon.

Il condensatore può anche essere raffreddato con acqua anziché con aria (fig. 44.36): in questo caso, esso non è più costituito da una batteria con elettroventilatore, ma da uno scambiatore di calore tubolare. I gruppi con condensatori ad acqua hanno una potenza da 2 a 70 kW e sono sistemati dentro armadi, per cui essi sono anche denominati *condizionatori autonomi ad armadio*. Tali condizionatori sono generalmente dotati di batterie riscaldanti (elettriche o ad acqua calda) e di canali per la distribuzione dell'aria trattata nell'ambiente.



1. Elettrocompressore frigorifero - 2. Condensatore ad acqua - 2'. Tronchetti per allacciamento del condensatore alla rete dell'acqua industriale - 3. Valvola riduttrice di pressione - 4. Batteria di raffreddamento aria (evaporatore) - 5. Batteria riscaldante (elettrica o ad acqua calda) - 5'. Tronchetti per allacciamento (eventuale) della batteria 5 alla rete di acqua calda - 6. Ventilatore di circolazione aria - 6'. Motore elettrico del ventilatore 6 - 7. Serranda di regolazione della portata d'aria - 8. Bocca di mandata aria (eventualmente mediante condotto) - 9. Bocchetta di ricircolazione aria dall'ambiente - 10. Filtro dell'aria - 11. Bacinella di raccolta acqua di condensa prodotta sulla batteria 4 - 12. Scarico condensa (in fognatura) - 13. Involucro in lamiera.

Fig. 44.36 – Schema di un condizionatore autonomo da finestra.

La fig. 44.37 riporta il layout della centrale di un impianto di condizionamento a ventiloconvettori con aria di ricambio.

Tale centrale comprende tre sottocentrali: termica, frigorigena, di ventilazione.

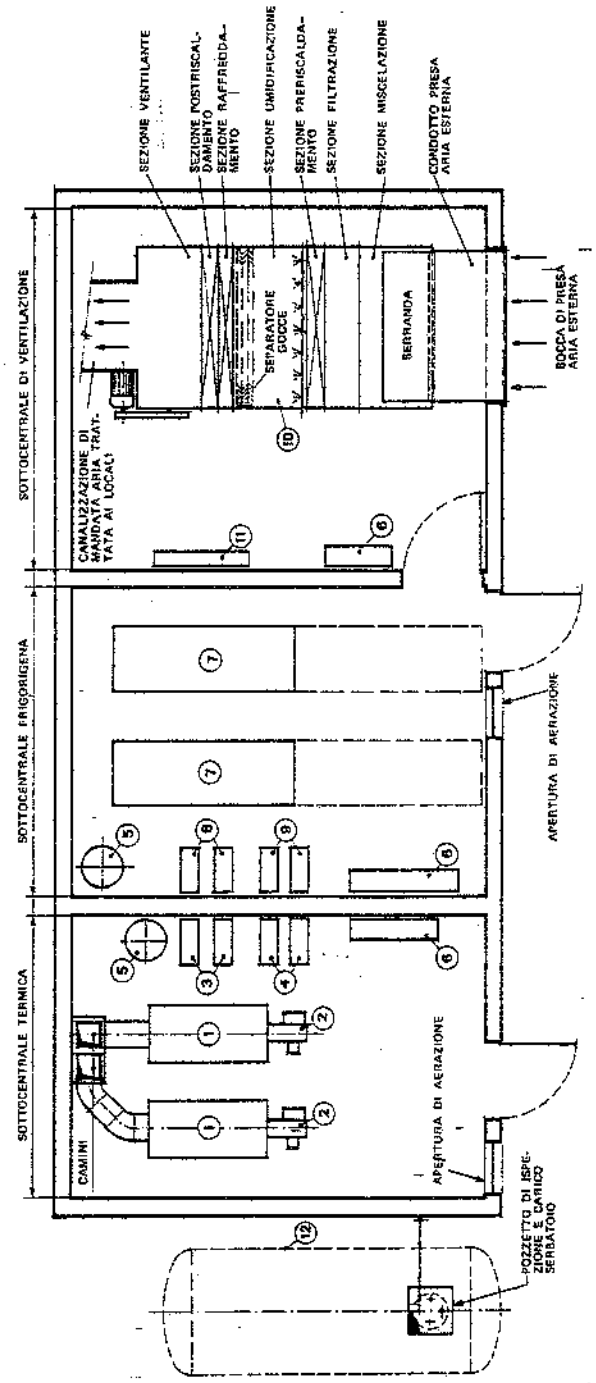
Per motivi di sicurezza (prevenzione incendio e scoppio), la centrale termica deve essere isolata con un muro tagliafuoco dagli altri locali.

Nella centrale termica sono visibili i seguenti elementi fondamentali:

- le caldaie con i bruciatori ed i camini, per la produzione del fluido caldo (per esempio, acqua calda a 65°C);
- il serbatoio di espansione dell'acqua calda;
- le due coppie di elettropompe per la circolazione dell'acqua calda nei due circuiti di utenze (circuito ventiloconvettori e circuito condizionatore);
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori;
- il serbatoio interrato per il combustibile liquido, all'esterno del fabbricato.

Nella centrale frigorigena sono visibili:

- i gruppi refrigeratori d'acqua;
- le elettropompe di circolazione dell'acqua refrigerata nei due circuiti suddetti;
- il serbatoio di espansione per l'acqua refrigerata;
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori.



1. Caldaia - 2. Bruciatore di gasolio - 3. Elettropompa di circolazione acqua calda nel condizionatore - 4. Elettropompa di circolazione acqua calda nel circuito dei ventiloconvettori - 5. Serbatoio d'espansione - 6. Quadro elettrico - 7. Gruppo frigorigeno - 8. Elettropompe di circolazione acqua refrigerata nel condizionatore - 9. Elettropompa di circolazione dell'acqua refrigerata nel circuito dei ventiloconvettori - 10. Condizionatore aria - 11. Quadro per sistema di regolazioni automatiche - 12. Serbatoio interrato del combustibile (gasolio).

N.B. – Posizione e superficie delle porte e delle aperture di ventilazione, nonché la resistenza al fuoco delle strutture devono rispettare la normativa antincendio.

Fig. 44.37 – Centrale di condizionamento per un impianto a ventiloconvettori con aria di ricambio.

La centrale di ventilazione comprende:
- il condizionatore d'aria;
- il sistema di regolazione automatica per il controllo delle condizioni termoigrometriche dell'aria trattata nel condizionatore;
- il quadro per le apparecchiature elettriche di protezione e manovra dei vari motori.

Nelle tre sottocentrali i vari elementi devono essere opportunamente distanziati tra di loro e dalle pareti per permettere la circolazione attorno ad essi e quindi facilitare la manutenzione ordinaria (pulizia filtri, pulizia batterie) e straordinaria (sostituzione cuscinetti e parti varie di ricambio, riparazione batterie avariate, ecc.): su tre lati lo spazio minimo deve essere di 60 cm, mentre sul quarto lato deve essere previsto uno spazio maggiore per le operazioni di controllo e di manovra.

Le sottocentrali termica e frigorigena devono essere aerate al fine di evacuare nel primo caso i gas di combustione, nel secondo i vapori di freon che possono eventualmente sfuggire dai frigoriferi.

44.7. BIBLIOGRAFIA

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, *Guide and Data Book*, New York, ASHRAE Inc.

Trane, *Air conditioning manual*, La Crosse (Wisconsin), The Trane Company.

Carrier, *Data Book*, New York, Carrier Corporation.

R. Jorgensen, *Fan Engineering*, Buffalo, Buffalo Forge Company.

C. Rumor e G. Strohmenger, *Riscaldamento, Ventilazione, Condizionamento, Impianti sanitari*, Milano, Hoepli.

C. Pizzetti, *Condizionamento dell'aria e refrigerazione*, Milano, Tamburini.

N. Zamuner, *Principi del condizionamento dell'aria*, Milano, Allegretti Di Campi.

Riello Condizionatori, *Introduzione al condizionamento dell'aria*, Verona, Bevilacqua.

Fläkt, *Cataloghi tecnici*.

45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione

45.1. GENERALITÀ

Le emissioni atmosferiche o polluzioni (1) sono sostanze inquinanti prodotte – in particolare – nelle lavorazioni industriali ed introdotte nell'atmosfera tramite un effluente gassoso. Esse sono classificabili – in base al loro stato fisico – in:
- solide;
- liquide;
- gassose.

Le emissioni solide si identificano nelle polveri, costituite da particelle di dimensioni variabili dal campo submicroscopico al campo visivo, le quali si originano nelle lavorazioni di materiali solidi (quali macinazione, frantumazione, classificazione), nei trattamenti termici (i gas uscenti da forni ed essiccatoi contengono polveri in quantità più o meno rilevanti), in molti processi meccanici (per esempio, molatura), nella combustione di materiali organici (idrocarburi, oli, legno, ecc.) i cui fumi trascinano particelle solide, come cenere e carbone totalmente o parzialmente incombusto.

Le emissioni liquide sono costituite da nebbie, ossia da sospensioni di minutissime goccioline di dimensioni microscopiche o submicroscopiche, prodotte da fenomeni di distillazione, condensazione, ossidazione (fusione di metalli, reazioni chimiche).

Le emissioni gassose sono sostanze aeriformi ovvero vapori inquinanti sviluppati per ebollizione o evaporazione di liquidi o per sublimazione di solidi, non comprese tra i normali componenti dell'aria o che ne alterano la normale composizione.

Altri inquinanti, se pure meno nocivi, presentano proprietà irritanti che cagionano infiammazioni delle mucose, specie delle vie respiratorie (polvere di silice libera e

(1) Il termine *polluzione* (dal latino *"polluere"*, insozzare, macchiare) è sovente impiegato come sinonimo di "inquinamento", "contaminazione" e, per estensione, anche di "agente o prodotto inquinante", soprattutto per l'influsso della letteratura tecnica di lingua inglese, che usa correntemente il termine *"pollution"*.

di amianto): il contatto prolungato con tali polveri determina vere e proprie malattie professionali denominate pneumoconiosi (silicosi, asbestosi, ecc.). A loro volta, le polveri di cromati alcalini, di fluoruri, dell'antracene, dell'anilina, del piombo e di altre sostanze sono all'origine di processi infiammatori della cute (dermatiti professionali quali eczemi, discromie, distrofie ed anche neoplasie).

Ricordiamo ancora le polveri radioattive e quelle allergizzanti (in particolare, le emissioni di cotone, lino e canapa). Queste ultime possono dar luogo ad allergie, fra le quali la più temuta è l'asma bronchiale, pericoloso stadio che può preludere alla bronchite cronica e all'enfisema polmonare.

Da parte loro, polluzioni di carbone, ferro, barite, carborundum ed altre sostanze cosiddette inerti provocano depositi e stratificazioni nell'apparato respiratorio, riducendone le capacità funzionali.

Se, d'altra parte, si tiene presente che una persona adulta, impegnata in un lavoro normale, respira da 7 a 10 litri d'aria al minuto, si comprende come la pericolosità delle polluzioni sia anche legata, oltre che al tipo di inquinante, alla quantità di questo presente nell'aria (ed alle dimensioni delle particelle, come vedremo fra poco).

È utile ricordare che l'aria pulita della campagna contiene 0,01÷0,04 mg/m^3 di polvere; per contro, in una zona industriale l'aria ne può contenere 1 o più mg/m^3 e dentro stabilimenti privi di impianti di depurazione si possono raggiungere concentrazioni di 40÷50 mg/m^3.

45.2. ANALISI DELLE POLLUZIONI

La pericolosità delle polluzioni atmosferiche dipende dalla composizione chimica, dalla granulometria e dalla concentrazione delle particelle.

Per quanto concerne la composizione chimica, essa è funzione della natura dei materiali da cui si originano le polluzioni e nel paragrafo precedente si è fatto cenno alla pericolosità per l'organismo umano di determinate sostanze inquinanti.

Per concentrazione di un inquinante nell'aria si intende la quantità di particelle di quell'inquinante presente nell'unità di volume di aria. La concentrazione può essere espressa in:

- mg/m^3 o μg/m^3 = massa in mg o in μg delle particelle contenute in 1 m^3 di aria;
- ppm = volume delle particelle contenute in 10^6 unità di volume;
- pp/cc = numero delle particelle contenute in 1 cm^3 di aria.

In luogo del termine *concentrazione*, la norma UNI 481-94 introduce l'espressione *particelle aerodisperse totali* e ne dà la seguente definizione: "tutte le particelle circondate da aria in un dato volume di aria".

Per quanto riguarda la *granulometria*, fra le numerose definizioni di grandezza, dimensione o diametro di una particella, si ricordano le seguenti:

- media aritmetica delle tre dimensioni della particella: lunghezza (l), larghezza (b) e spessore (s), ossia

$$d = \frac{1}{3}(l + b + s)$$

- lunghezza del lato di un cubo avente un volume approssimativamente uguale a quello della particella

$$d = \sqrt[3]{l\,b\,s}$$

In base a tali definizioni, acquista un preciso significato affermare che, per esempio, la polvere prodotta nelle lavorazioni industriali raggiunge dimensioni minime di circa 0,1-0,2 μm, mentre il limite superiore cade largamente dentro il campo visivo (ad occhio nudo); oppure che solo il 20% delle particelle è più piccolo di 1 μm, mentre la dimensione media si aggira intorno a 1,3 μm (2).

Nella tab. 45.I è riportata una classificazione granulometrica delle più diffuse emissioni atmosferiche. In particolare, essa consente di rilevare, sia pure dal solo punto di vista granulometrico, la distinzione fra polveri, fumi, gas e vapori.

A proposito dell'influenza della granulometria sulla pericolosità delle particelle costituenti una polluzione, rileviamo che:

- la maggior parte delle particelle di silice che si depositano negli alveoli polmonari hanno dimensioni medie prossime a 1 μm;
- la massima ritenzione di polvere di piombo si ha per particelle aventi dimensioni comprese fra 0,5 e 1 μm;
- la polvere di uranio è più pericolosa se le particelle hanno dimensioni di 0,45 μm.

A titolo indicativo, si può dire che la dimensione delle particelle che più facilmente si depositano negli alveoli polmonari è compresa fra 0,4 e 4 μm (fig. 45.1).

D'altra parte, è risaputo che alle particelle aventi un diametro maggiore di 5÷10 μm è impedita, dalle naturali difese dell'organismo, la penetrazione nei polmoni, mentre le particelle di dimensioni

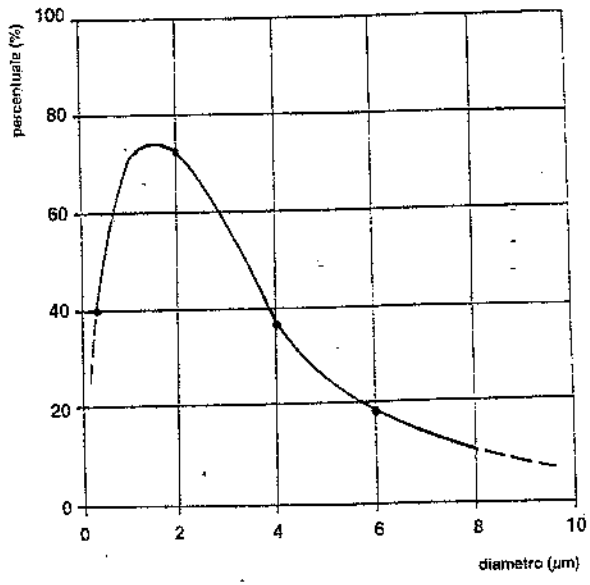
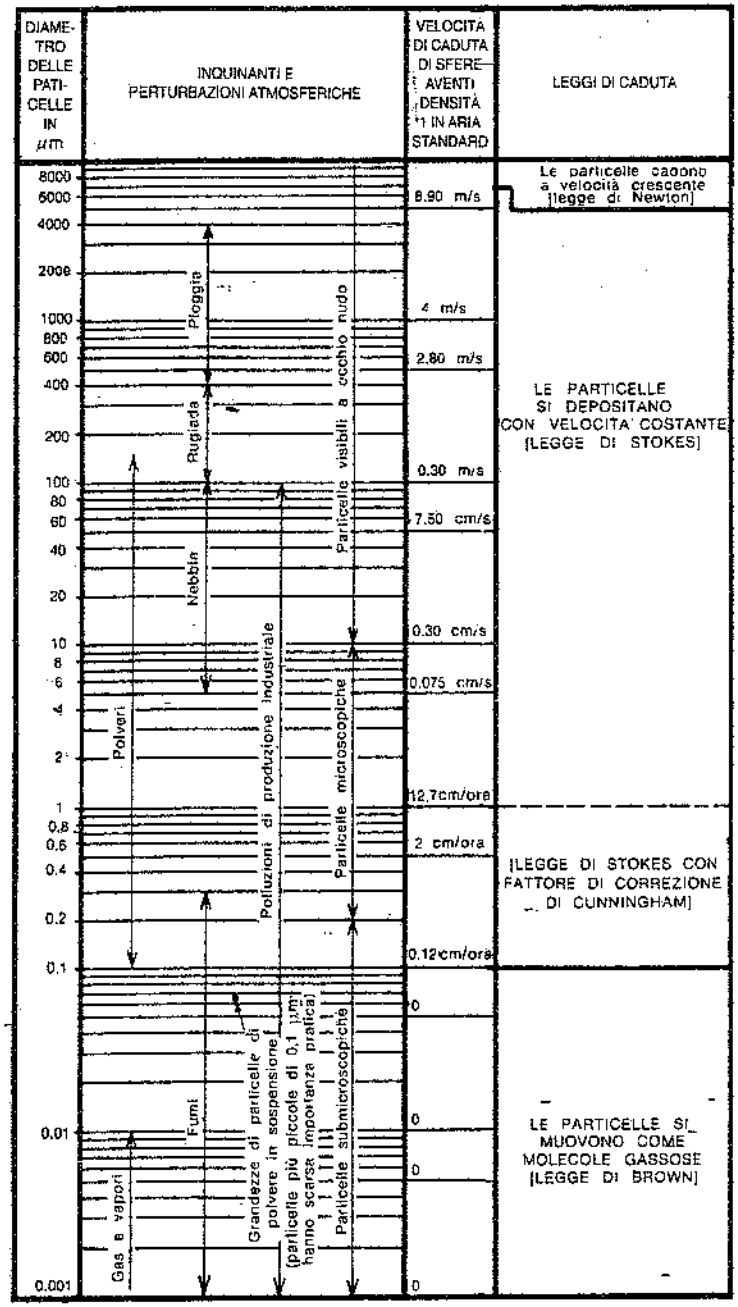


Fig. 45.1 – Curva di ritenzione polmonare.

(2) Stante la grande variabilità delle dimensioni delle particelle, appaiono evidenti le possibilità offerte dai metodi statistici per lo studio della distribuzione delle dimensioni intorno alla media. Così, l'equazione matematica che definisce la curva di densità di frequenza relativa può anche essere impiegata per individuare con quale frequenza la dimensione delle particelle di una polluzione cade in un certo intervallo. Normalmente tale curva è asimmetrica (fig. 45.2), ma può sempre essere trasformata in una curva simmetrica sostituendo alla dimensione della particella il suo logaritmo: la curva così ottenuta segue approssimativamente la curva normale di probabilità (fig. 45.3). La curva di probabilità lognormale ha un notevole interesse pratico come mezzo matematico per descrivere la distribuzione della dimensione.

Tabella 45.I – Classificazione granulometrica di inquinanti e perturbazioni atmosferici.



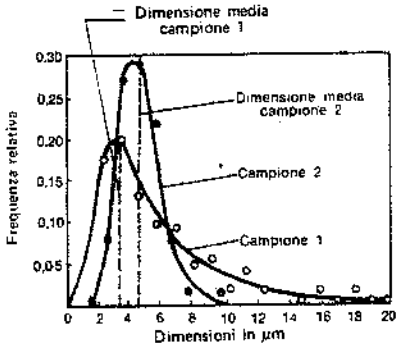


Fig. 45.2 – Curve asimmetriche di frequenza relativa della dimensione di particelle inquinanti.

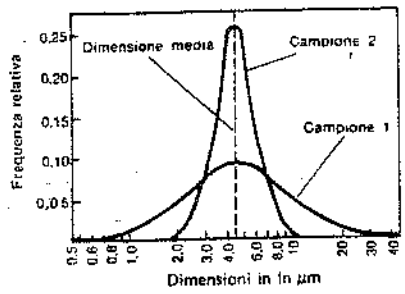


Fig. 45.3 – Curve simmetriche di frequenza relativa del logaritmo naturale della dimensione di particelle inquinanti.

inferiori a 0,1÷0,2 μm sono troppo piccole per essere trattenute nell'apparato respiratorio.

Riportiamo un esempio concreto di analisi di polveri prelevate in una fonderia e classificate nei seguenti raggruppamenti dimensionali:
- particelle > 10 μm;
- particelle 5÷10 μm;
- particelle 2÷5 μm;
- particelle < 2 μm.

La tab. 45.II fornisce le più importanti caratteristiche ponderali, numeriche e chimiche per ciascuno dei quattro raggruppamenti considerati.

Tabella 45.II – Analisi granulometrica e chimica della polvere prodotta nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Granulometria			
	> 10 μm	5÷10 μm	2÷5 μm	< 2 μm
Analisi granulometrica				
Percentuali in peso	73	13,5	7,7	5,8
Percentuali in numero	1,1	1,7	7,8	89,4
Composizione chimica (in percentuale)				
Carbone, sostanze organiche	12,0	35,7	44,4	69,9
Carbonati, ferro, ecc. (*)	6,8	9,8	12,3	13,1
Silicati	8,9	26,3	20,6	13,7
Silice libera	72,3	28,2	22,7	3,3
TOTALI	100,0	100,0	100,0	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Come si può rilevare, il 73% in peso della polvere è rappresentato dalle particelle più grandi di 10 μm, benché numericamente esse costituiscano soltanto l'1,1% del numero totale delle particelle. Inoltre, la composizione chimica varia notevolmente con la grandezza delle particelle.

I dati ricavati dai campioni prelevati hanno pure consentito di approntare la tab. 45.III che fornisce, per i diversi raggruppamenti, la concentrazione dei quattro componenti: particelle combustibili; composti ferrosi e inorganici; silicati; silice libera.

Tabella 45.III – Distribuzione percentuale secondo la granulometria, la composizione chimica, il peso e il numero delle particelle di polvere prodotte nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Distribuzione granulometrica					
	> 10 μm	5÷10 μm	2÷5 μm	< 2 μm	< 10 μm	Totale
Percentuali in peso						
Carbone, sostanze organiche	8,8	4,8	3,4	4,0	12,2	21,0
Carbonati, ferro, ecc. (*)	4,9	1,3	1,0	0,8	3,1	8,0
Silicati	6,4	3,6	1,6	0,8	6,0	12,4
Silice libera	52,9	3,8	1,7	0,2	5,7	58,6
TOTALI	73,0	13,5	7,7	5,8	27,0	100,0
Percentuali in numero di particelle						
Carbone, sostanze organiche	0,1	0,6	3,4	62,4	66,4	66,5
Carbonati, ferro, ecc. (*)	0,1	0,2	1,0	11,7	12,9	13,0
Silicati	0,1	0,4	1,6	12,3	14,3	14,4
Silice libera	0,8	0,5	1,8	3,0	5,3	6,1
TOTALI	1,1	1,7	7,8	89,4	98,9	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Dall'esame di quest'ultima tabella si perviene alla conclusione che uno studio accurato della composizione chimica delle particelle riferito alle loro dimensioni, conduce a risultati ben diversi da quelli deducibili da una considerazione globale del campione (ultima colonna della tabella).

Ne deriva l'opportunità, dianzi rilevata, di condurre sempre una preventiva, approfondita analisi delle polluzioni, sia quando si vogliono individuare le conseguenze che esse avrebbero sull'organismo umano in caso di inalazione, sia quando si devono studiare gli impianti per la loro aspirazione e depurazione.

Si ritiene infine interessante riportare alcune definizioni contenute nella sopra citata UNI EN 481-94:

- *diametro aerodinamico delle particelle*: diametro di una sfera di massa volumica 1 g·cm^{-3} con la stessa velocità terminale della particella sotto l'azione della forza gravitazionale in aria calma nelle stesse condizioni di temperatura, pressione e umidità relativa;
- *frazione inalabile*: frazione in massa delle particelle aerodisperse totali che viene inalata attraverso il naso e la bocca; tale frazione dipende dalla velocità e direzione del moto dell'aria, dalla frequenza di respirazione e da altri fattori;

- *frazione extratoracica*: frazione in massa delle particelle inalate che non penetra oltre la laringe;
- *frazione toracica*: frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe;
- *frazione tracheobronchiale*: frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe, ma che non giunge alle vie respiratorie non ciliate;
- *frazione respirabile*: frazione in massa delle particelle inalate che raggiunge le vie respiratorie non ciliate.

45.3. L'INQUINAMENTO DA EMISSIONI ODOROSE

L'odore è definito come una sensazione risultante da uno stimolo che sollecita gli organi di percezione olfattiva (3). Questi, come d'altra parte tutti gli organi di senso, sono strumenti a risposta non lineare, bensì logaritmica: ciò significa che il legame "concentrazione di sostanza odorosa-risposta sensoriale" non è di proporzionalità diretta, ma di tipo più complesso.

La rappresentazione di questo legame *(legge di Weber)* è riportata in fig. 45.4.

Come si può constatare, vi è un periodo di latenza entro il quale a stimoli crescenti non corrisponde alcuna percezione; in questa fase, evidentemente, la concentrazione molecolare della sostanza non è captata dalle cellule recettrici.

A partire da un determinato valore di stimolo, la sensazione viene percepita: questo valore costituisce la *soglia di percezione olfattiva* o, più semplicemente, la *soglia olfattiva*. Al di là di essa, piccoli incrementi di stimolo provocano forti incrementi della sensazione.

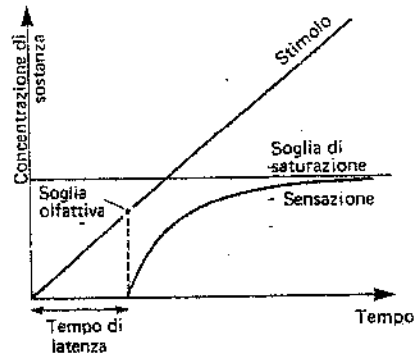


Fig. 45.4 – Rappresentazione grafica della legge di Weber.

Aumentando ulteriormente lo stimolo, le sensazioni si incrementano sempre più debolmente sino ad un certo limite, oltre il quale si mantengono pressappoco costanti: il corrispondente valore dello stimolo costituisce la *soglia di saturazione*.

Una immediata conseguenza di questo comportamento è che i sistemi di controllo di un inquinamento da sostanze odorose devono ridurre la presenza della sostanza responsabile entro il limite di soglia, in quanto riduzioni che non raggiungano tale valore portano a benefici difficilmente rilevabili e quindi insufficienti.

Il valore assoluto della soglia olfattiva per alcuni composti chimici assume un valore apprezzabile (ad esempio 40 ppm per l'acetone, 53 ppm per il metanolo); per

(3) È importante notare che solo gli aeriformi vengono rilevati dai centri di percezione: infatti, immergendo il naso in un liquido, la percezione olfattiva si annulla.

altri, particolarmente per quelli caratterizzati da un odore più aggressivo e penetrante, è molto basso; ricordiamo, a titolo di esempio:
– l'aldeide propionica, con $9 \cdot 10^{-3}$ ppm di soglia olfattiva;
– l'acrilato di etile, con $3 \cdot 10^{-4}$ ppm di soglia olfattiva;
– l'ortoiodofenolo, con $1 \cdot 10^{-6}$ ppm di soglia olfattiva.

Un altro parametro caratteristico delle emissioni odorose è *l'unità di odore*, rappresentante la diluizione che la emissione deve subire per non essere più percepita. Tale valore indica pertanto di quante volte l'emissione in esame supera la soglia olfattiva e misura la "quantità di odore" presente nell'emissione.

Nel caso di una miscela di due sostanze, ciascuna caratterizzata da un determinato valore di soglia olfattiva, la soglia risultante è definita come segue:

$$T_x = T_A + \ln\left[(1-x) + 2^{(T_B - T_A)} \cdot x\right] \tag{45.1}$$

dove:
T_x = soglia olfattiva della miscela;
T_A, T_B = soglie olfattive dei due componenti A e B;
x = frazione del componente B nella miscela.

In pratica, il termine logaritmico rappresenta l'incremento di odore del componente A dovuto alla presenza del componente B.

Per miscele di più componenti l'espressione della soglia olfattiva diviene:

$$T_x = \ln\left(\sum_{1}^{N} 2^{T_i} \cdot x_i\right) \tag{45.2}$$

nella quale N è il numero di componenti e T_i la soglia olfattiva del componente i-esimo.

Nelle (45.1) e (45.2) i valori di T non sono espressi in termini di concentrazione, bensì di unità di odore.

Le valutazioni dei parametri caratteristici di un'emissione odorosa possono essere effettuate per mezzo di una cabina olfattometrica, nella quale la sostanza viene dosata in un flusso d'aria pura in proporzioni variabili e note (fig. 45.5). L'aria così miscelata viene percepita da più soggetti, preventivamente abituati a discriminare le sensazioni odorose e a valutarne le diverse intensità.

Per quanto riguarda le fonti industriali dell'odore, si può affermare che qualsiasi attività industriale, sia di produzione che di trasformazione di materie prime, genera esalazioni.

In generale, le più rilevanti fonti di emissione odorosa si riscontrano nelle industrie:
– alimentari (composti ossigenati);
– conciarie (solfuri organici);

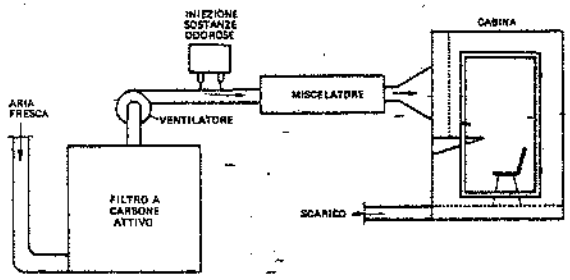


Fig. 45.5 – Schema di cabina olfattometrica.

– materie plastiche (ammine, plastificanti, solventi, aldeidi, acidi grassi, ecc.);
– fibre tessili (solfuri);
– cartarie (solfuri, mercaptani);
– meccaniche (vapori oleosi, solventi, composti ossigenati, solfuri);
– petrolchimiche e chimiche (mercaptani, piridina, ammine, composti organici ossigenati, solventi, solfuri, fenoli).

Nell'ambito dell'industria meccanica, i casi più ricorrenti di emissioni odorose vanno ricercati nelle linee di verniciatura (emissioni di acroleina, aldeidi superiori, acidi grassi, ammine, solventi), nelle lavorazioni che impiegano oli ad alta temperatura (tempra con emissione di idrocarburi e vapori oleosi) oppure in lavorazioni particolari (essiccamento anime in fonderia con emissione di fenoli) o in certi impianti di trattamento (rottura emulsioni con emissione di solfuri organici, mercaptani, ecc.).

45.4. NORMATIVA SUGLI INQUINAMENTI ATMOSFERICI

Richiamiamo innanzitutto il R.D. 27 luglio 1934, n. 1265, che suddivide le industrie insalubri (cioè producenti vapori, gas o altre esalazioni pericolose per la salute dell'uomo) in due classi: la prima comprende le industrie che devono essere isolate e tenute lontane dalle abitazioni; la seconda quelle che esigono speciali cautele per la incolumità del vicinato.

La legge n. 615 del 13 luglio 1966 ("Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico") impone (art. 20) a tutti gli stabilimenti industriali di "possedere impianti, installazioni o dispositivi tali da contenere entro i più ristretti limiti che il progresso della tecnica consenta, la emissione di fumi o gas o polveri o esalazioni" che costituiscano pericolo per la salute pubblica e contribuiscano all'inquinamento atmosferico.

Il D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322 ("Regolamento di esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615, recante provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico, limitatamente al settore delle industrie") introduce innanzitutto le seguenti definizioni:
– *emissioni*: prodotti che comunque vengono immessi nell'atmosfera;
– *immissioni*: le emissioni che determinano inquinamento atmosferico all'esterno del perimetro industriale;
– *impianto di abbattimento*: apparecchiature, installazioni o dispositivi comunque atti alla riduzione dell'inquinamento atmosferico;
– *impianto industriale*: apparecchiatura od insieme di apparecchiature in cui si realizza uno dei cicli tecnologici che caratterizzano lo stabilimento industriale;
– *inquinanti*: sostanze che possono produrre inquinamento atmosferico;
– *inquinamento atmosferico*: stato dell'aria atmosferica conseguente alla immissione nella stessa di sostanze di qualsiasi natura, in misura e in condizioni tali da alterare la salubrità dell'aria e da costituire pregiudizio diretto o indiretto per la salute dei cittadini o danno ai beni pubblici o privati;
– *perimetro industriale*: perimetro geometrico continuo, delimitante l'area entro cui svolge attività lo stabilimento industriale;
– *stabilimento industriale*: ogni installazione o complesso di installazioni volte, in modo continuo o discontinuo, ad effettuare entro il perimetro industriale estrazione

o produzione o trasformazione o utilizzazione o deposito di sostanze di qualunque natura.

Il D.P.R. citato prevede la misurazione delle immissioni, relative ad alcuni agenti inquinanti, all'*esterno del perimetro industriale*: i punti di prelevamento devono trovarsi a distanza orizzontale e verticale non inferiore a 1,50 m e non superiore a 3 m dal suolo o da ogni ostacolo esistente. In qualunque punto esterno ai perimetri industriali, le immissioni dovute ai contributi complessivi degli stabilimenti non devono risultare superiori ai limiti riportati nella tab. 45.IV.

Il D.P.C.M. 28 marzo 1983 fissa "limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni e di esposizione relativi ad inquinanti dell'aria nell'ambiente esterno": segna pertanto un mutamento di indirizzo per la normativa italiana in quanto introduce il nuovo concetto di "standard di qualità" dell'aria sull'intero territorio. Prevede inoltre piani di risanamento regionali per il miglioramento della qualità dell'aria: i criteri per l'elaborazione di tali piani sono precisati nel D.M. 20 maggio 1991.

Il D.P.R. 24 maggio 1988, n. 203, recependo alcune direttive CE, detta norme per

Tabella 45.IV– Limiti massimi delle immissioni di alcuni agenti inquinanti misurate all'esterno del perimetro industriale (D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322).

Inquinanti	Concentrazioni di punta		Concentrazioni medie	
	ppm (mg/m^3) (*)	durata del prelievo minuti	ppm (mg/m^3) (*)	durata del prelievo ore
Ossidi di zolfo espressi come SO_2	0,30 (0,79)	30	0,15 (0,39)	24
Cloro (Cl_2)	0,20 (0,58)	30	–	–
Acido cloridrico	0,20 (0,30)	30	0,03 (0,05)	24
Composti di fluoro espressi come fluoro	0,06	30	(0,02)	24
Ossidi di azoto (NO_2)	0,30 (0,56)	30	0,10 (0,19)	24
Ossido di carbonio	50,00 (57,24)	30	20,00 (22,89)	8
Composti di piombo (Pb)	(0,05)	30	(0,01)	8
Polveri inerti sospese	(0,75)	120	(0,30)	24
Silice libera cristallina contenuta nelle polveri espressa come SiO_2	(0,10)	120	(0,02)	24

1. I valori di pressione e di temperatura, riportati nella testata della tabella, si riferiscono alle condizioni di equivalenza fra le concentrazioni espresse come "rapporti di volumi" (ppm) e come "rapporti peso-volume" di aria (mg/m^3).

2. Come "concentrazione media" di un inquinante si intende il valore determinato in continuo in un arco di tempo prestabilito (8 ore, 24 ore, ecc.). Come "concentrazione di punta" si intende il valore massimo di immissione riferito a tempi brevi: 30 min o 2 h; le immissioni possono raggiungere i valori massimi indicati per le concentrazioni di punta solo una volta ogni otto ore.

(*) Concentrazioni riferite a 1013 mbar e 25 °C.

la tutela della qualità dell'aria su tutto il territorio nazionale e introduce le seguenti definizioni:

- *valori limite di qualità dell'aria*: limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno;
- *valori guida di qualità dell'aria*: limiti delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno, previsti come obiettivo futuro o per la protezione di zone specifiche;
- *emissione*: qualsiasi sostanza solida, liquida o gassosa introdotta nell'atmosfera, proveniente da un impianto industriale o di pubblica utilità, che possa produrre inquinamento atmosferico; le relative concentrazioni sono misurate direttamente "al camino" dell'impianto;
- *valore limite di emissione*: la concentrazione di sostanze inquinanti emesse dagli impianti, in un dato in intervallo di tempo, che non deve essere superata;
- *migliore tecnologia disponibile*: sistema tecnologico che consente il contenimento e/o la riduzione delle emissioni a livelli accettabili per la protezione della salute e dell'ambiente, purché non comporti costi eccessivi.

Il D.P.R. 203/1988 precisa i valori limite ed i valori guida di qualità dell'aria che non devono essere superati nell'ambiente esterno (tabelle 45.V e 45.VI).

In ambito comunitario valgono i valori limite riportati nella tab. 45.VII.

Per contenere la concentrazione degli inquinanti entro i valori fissati, le regioni impongono il rispetto di specifici valori delle corrispondenti emissioni originate dagli impianti industriali o di pubblica utilità: detti valori sono determinati sulla base delle migliori tecnologie di abbattimento disponibili (si richiama in proposito il D.M. 12 luglio 1990). Viene quindi a cadere la necessità di avere un limite di "immissione" al perimetro industriale, essendo sufficiente – per la individuazione e la fissazione del limite di emissione al singolo camino – la verifica di rispetto o meno dello standard qualitativo.

Il D.M. 15 aprile 1994 definisce i livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane e nelle zone a rischio individuate dalle regioni (tab. 45.VIII). Tali livelli corrispondono a concentrazioni di inquinanti che determinano rispettivamente stati di attenzione e di allarme: il primo di tali stati coincide con una situazione di inquinamento che, se persistente, determina il rischio che si raggiunga lo stato di allarme, cioè un inquinamento suscettibile di determinare una condizione di rischio ambientale e sanitario. Quando la rete di monitoraggio all'uopo predisposta in un'area urbana o in una zona a rischio rileva uno stato di attenzione e di allarme, l'autorità competente adotta provvedimenti per prevenire episodi acuti di inquinamento atmosferico e per rientrare nei limiti della norma.

Per quanto riguarda l'inquinamento atmosferico all'interno degli ambienti di lavoro, la legislazione italiana si è finora limitata a precisare valori limite di esposizione all'inquinamento da amianto e da piombo. Infatti, il decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277 attua le direttive CE in materia di protezione dei lavoratori contro i rischi derivanti da esposizione ai suddetti agenti inquinanti durante il lavoro.

Per il piombo metallico e i suoi composti ionici, il suddetto decreto precisa che l'esposizione dei lavoratori al piombo nell'aria non può superare il valore di 150 $\mu g/m^3$ di aria (media ponderata su 8 ore giornaliere), mentre i valori limite di esposizione alla polvere di amianto (sempre come media ponderata su 8 ore al giorno) sono:

Tabella 45.V – Valori limite di qualità dell'aria vigenti in Italia (valori espressi in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Parametro	Valore limite
Biossido di zolfo (SO_2)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore nell'arco di 1 anno	80
Biossido di zolfo (SO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	250
Biossido di zolfo (SO_2)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate durante l'inverno	130
Biossido di azoto (NO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	200
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 8 ore	10
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 1 ora	40
Ozono O_3	Concentrazione media di 1 ora da non raggiungere più di una volta al mese	200
Particelle sospese	Media aritmetica di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	150
Particelle sospese	95° percentile di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	300
Piombo	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 anno	2
Fluoro	Concentrazione media di 24 ore	20
Fluoro	Media delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 mese	10
Idrocarburi totali (escluso il metano) espressi come C	Concentrazione media di 3 ore consecutive	200 (1)

(1) Limite da adottare quando si verificano superamenti significativi del limite per l'ozono.

Tabella 45.VI – Valori guida di qualità dell'aria previsti in Italia (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Parametro	Valore guida
Biossido di zolfo (SO_2)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 1 anno	40÷60
Biossido di zolfo (SO_2)	Valore medio delle 24 ore	100÷150
Biossido di azoto (NO_2)	50° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	50
Biossido di azoto (NO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno	135
Particelle sospese (1)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	40÷60
Particelle sospese (1)	Valore medio delle 24 ore	100÷150

(2) Misurate con il metodo dei fumi neri.

a) 0,6 fibre/cm³ di cristallo;
b) 0,2 fibre/cm³ per tutte le altre varietà di amianto.

Se le concentrazioni rilevate superano i valori sopra riportati, il datore di lavoro deve rimuovere le cause dell'evento adottando misure adeguate; di queste informa i lavoratori od i loro rappresentanti.

Per tutti gli altri inquinanti si deve ricorrere a norme o regolamenti stranieri, in particolare statunitensi.

L'*American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) ha pubblicato ed aggiorna regolarmente i valori delle concentrazioni tollerabili, integrate nel tempo, per le polveri, i fumi ed i gas; tali valori sono comunemente denominati T.L.V. *(Threshold Limit Values)* e rappresentano la concentrazione media nel corso dell'interno turno di lavoro: essi si ricavano moltiplicando le varie concentrazioni per i relativi tempi di esposizione e dividendo il prodotto per il tempo totale del turno di lavoro; non hanno quindi nulla a che vedere con le *massime concentrazioni ammissibili* denominate M.A.C. *(Maximum Allowable Concentration)*, corrispondenti alla concentrazione che, per ogni determinata sostanza, non può venire superata neanche per un breve periodo di tempo.

Tabella 45.VII – Standard di qualità dell'aria adottati dalla CE (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Periodo di riferimento	Valori limite	Valori guida
Biossido di zolfo (SO_2)	1 anno 6 mesi inv. 1 anno	80 (1) 130 (1) 250 (2)	40-60 – 100-150
Polveri	1 anno 6 mesi inv. 1 anno	80 (1) 130 (1) 250 (2)	40-60 100-150
Biossido di azoto (NO_2)	1 anno	200 (3)	135 (1)
Piombo (Pb)	1 anno	2	–

(1) 50-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).
(2) 98-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).
(3) 98-mo percentile dei valori orari annuali.

Tabella 45.VIII – Livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane (valori in $\mu g/m^3$).

Inquinante	Livello di attenzione	Livello di allarme
Biossido di zolfo (media giornaliera)	125	250
Particelle sospese totali (media giornaliera)	150	300
Biossido di azoto (media oraria)	200	400 (1)
Monossido di carbonio (media oraria)	15.000	30.000
Ozono (media oraria)	180	360

(1) Non può essere superato per più di tre giorni consecutivi.

Nella tab. 45.IX sono riportate le concentrazioni di sicurezza (T.L.V.) per alcune sostanze che possono inquinare gli ambienti industriali: l'esposizione a tali concentrazioni per tutta la vita lavorativa, per otto ore al giorno e per quaranta ore settimanali, non dovrebbe alterare lo stato di salute. Se nell'aria ambiente sono contemporaneamente presenti più inquinanti, l'esposizione complessiva viene calcolata come somma dei rapporti tra la concentrazione dei singoli inquinanti ed il rispettivo T.L.V. Deve risultare :

$$\frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \ldots + \frac{C_n}{T_n} \leq 1$$

Tabella 45.IX – Concentrazioni di sicurezza per alcuni contaminanti dell'aria, secondo l'ACGIH.

SOSTANZA		T.L.V.	
		ppm	mg/m³
Acetato di amile		100	532
Acetato di butile		150	713
Acetato di propile		200	835
Acetone		750	1780
Acido cloridrico	"C"	5	7,5
Acido solforico (nebbie)		–	1
Acroleina		0,1	0,23
Alcool propilico		200	492
Ammoniaca		25	17
Anidride carbonica		5000	9000
Anidride solforosa		2	5,2
Anilina	"Skin"	2	7,6
Benzene	"Skin"	10	32
Cianuri come CN	"Skin"	–	5
Cloro	"C"	0,5	1,5
Cromo (sali solubili) come Cr_{VI}		–	0,05
Etere etilico		400	1210
Fenolo	"Skin"	5	19
Ferro ossido (fumi di saldatura)		–	5
Formaldeide	"C"	0,3	0,37
Mercurio (composti inorganici) come Hg		–	0,025
Mercurio (composti organici) come Hg	"Skin"	0,001	0,01
Nerofumo		–	3,5
Oli minerali (nebbie)		–	5
Ozono	"C"	0,1	0,2
Ossido di carbonio		25	29
Piombo (composti inorganici) come Pb		–	0,15
Toluolo	"Skin"	50	188
Xilolo	"Skin"	100	435

Perlite, cemento Portland	1060 particelle/cm³
Mica	700 particelle/cm³
Amianto, talco (fibroso)	5 fibre/cm³ >5 μm di lunghezza
Grafite	530 particelle/cm³
Quarzo (SiO_2):	

a) *Limite numerico* (numero di particelle per cm³ di aria): $T.L.V. = \dfrac{10.600}{\%SiO_2 + 10}$

b) *Limite ponderale* (in mg/m³):

polveri totali: $T.L.V._1 = \dfrac{30}{\%SiO_2 + 3}$

polveri inalabili: $T.L.V._2 = \dfrac{10}{\%SiO_2 + 2}$

essendo:
$\%SiO_2$ = percentuale di quarzo totale riscontrata su campioni prelevati nell'atmosfera;
$\%SiO_2$ = percentuale inalabile, cioè di diametro compreso fra 0,7 e 5 μm.

Polveri inerti totali (contenenti <1% di quarzo): ≤10 mg/m³ o ≤1060 particelle/cm³.

"Skin": indica che una certa quantità della sostanza può penetrare anche per via cutanea o attraverso le mucose superficiali (soprattutto gli occhi);

"C": indica sostanze fortemente irritanti per le quali il valore indicato in tabella è un "valore tetto" che non può venire superato neppure per breve tempo.

dove:
C_1, C_2,.... C_n = valori di concentrazione rilevati per i singoli inquinanti;
T_1, T_2,.... T_n = valori dei corrispondenti T.L.V.

Come raccomandazione di carattere generale, è opportuno – ogni volta che si affrontano problemi di inquinamento dell'aria – aggiornarsi sulla normativa vigente in tale campo.

45.5. PROPRIETÀ DINAMICHE DELLE EMISSIONI

In vista del controllo delle polluzioni nei locali di lavoro, rivestono la massima importanza le leggi del moto delle polveri, dei fumi e dei gas nell'aria ambiente.

Sia nel richiamare tali leggi, sia nella successiva trattazione, adotteremo il sistema tecnico.

È noto che una particella microscopica, abbandonata in aria calma, non aumenta la sua velocità secondo la legge di gravità, ma raggiunge rapidamente la cosiddetta *velocità terminale*, costante e molto bassa (dell'ordine di pochi cm o mm all'ora); infatti, in conseguenza della relativamente grande area superficiale della particella per unità di massa, la resistenza dell'aria riesce a controbilanciare la forza di gravità.

Ciò spiega il motivo per cui polveri, fumi e gas possono rimanere nell'aria anche per lungo tempo. Inoltre, la notevole resistenza dell'aria sulle piccole particelle costituenti le polluzioni rende difficoltosa la loro rimozione dall'atmosfera in cui si trovano disperse: le particelle più fini si possono addirittura considerare come facenti parte dell'aria.

La resistenza dell'aria al moto di una particella dipende dalla grandezza e dalla forma della particella stessa, dalla velocità di questa e dalla viscosità del mezzo:

$$R = \frac{C_r \rho_a s u^2}{2} \qquad (45.3)$$

dove:
R = resistenza del mezzo (kg_f) [1 kg_f = 9,81 N];
C_r = coefficiente di resistenza (adimensionale);
$\rho_a = \gamma/g$ = massa volumica o densità dell'aria ($kg_f \cdot s^2/m^4$), con γ = peso dell'unità di volume di aria (kg_f/m^3) e g = 9,81 m/s² = accelerazione dovuta alla gravitazione terrestre (4);
s = area della particella misurata normalmente alla direzione del moto (m^2);
u = velocità della particella rispetto all'aria (m/s).

Il coefficiente C_r varia con il numero di Reynolds $Re = \rho_a \cdot d \cdot u/\eta$ (d = diametro medio della particella in metri; η = coefficiente di viscosità dinamica dell'aria in $kg_f \cdot s/m^2$) e con la forma della particella.

(4) La densità dell'aria ρ_a (massa dell'unità di volume), come del resto il peso specifico e le viscosità dinamica η e cinematica ν, variano con la temperatura (tab. 45.X) e la pressione. $1 kg_f \cdot s^2/m^4$ = 9,81 kg/m³.

Tabella 45.X – Valori di γ, ρ, η, ν per l'aria a 10^5Pa di pressione e a varie temperature.

t(°C) =	–20	0	20	40	60	80	100	200
γ (kg_f/m^3)	1,40	1,29	1,20	1,12	1,06	1,00	0,95	0,746
ρ ($\frac{kg_f \cdot s^2}{m^4}$)	0,142	0,132	0,123	0,115	0,108	0,102	0,096	0,076
η ($10^6 \frac{kg_f \cdot s}{m^2}$)	1,65	1,72	1,85	1,95	2,04	2,93	2,22	2,66
ν ($10^6 \frac{m^2}{s}$)	11,6	13,3	15,1	16,9	18,9	20,9	23,1	35,0

Nei moti aventi caratteristiche di turbolenza (in pratica per valori di Re > 1000), C_r è praticamente costante: nel caso di particelle sferiche, $C_r \approx 0{,}44$, per cui la resistenza del mezzo (essendo $s = \pi d^2/4$) vale:

$$R = 0.44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2 \tag{45.4}$$

In moto laminare (Re < 3), C_r varia inversamente con Re:

$$C_r = \frac{24}{Re}$$

per cui:

$$R = k \eta d u \tag{45.5}$$

Nel caso di sfere $k = 3\pi$.

Per Re variabile approssimativamente fra 3 e 1000, si può avere un moto intermedio fra il laminare e il turbolento. Per tale moto, la cui delimitazione rispetto agli altri due moti non è peraltro definibile con precisione, è stata ricavata la seguente espressione di C_r:

$$C_r = \frac{18{,}5}{Re^{0.6}}$$

per cui, nel caso di particelle sferiche, la resistenza del mezzo vale:

$$R = \frac{18{,}5}{2} \frac{\pi}{4} \rho_a^{0.4} \cdot u^{1.4} \cdot \eta^{0.6} \tag{45.6}$$

I. Sedimentazione

Definita la resistenza del mezzo in relazione al tipo di moto, consideriamo dap-

prima il caso della caduta libera delle particelle in aria calma. La loro sedimentazione dipende ovviamente dalla forza di gravità. Questa, nel caso di sfere e trascurando la spinta di Archimede dell'aria, vale (in kg_f):

$$F_g = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m g \tag{45.7}$$

dove, oltre ai simboli noti, ρ_m è la massa volumica della particella ($kg_f \cdot s^2/m^4$).

Come si è accennato più sopra, quando la particella ha raggiunto la velocità terminale, la resistenza dell'aria equilibra l'attrazione terrestre.

Pertanto, si ottiene la velocità di sedimentazione delle particelle abbandonate in aria calma e in condizioni di moto stazionario uguagliando la resistenza dell'aria R e la forza di gravità F_g.

In regime turbolento e sempre nel caso di sfere, essa vale *(legge di Newton)*:

$$u_t = \sqrt{\frac{3 \rho_m d g}{\rho_a}} \tag{45.8}$$

mentre in regime laminare *(legge di Stokes)*:

$$u_t = \frac{\rho_m g d^2}{18 \eta} \tag{45.9}$$

Quando le particelle sono così piccole da risultare paragonabili al cammino libero medio delle molecole gassose, la resistenza del mezzo diminuisce e, di conseguenza, la velocità terminale delle particelle risulta superiore a quella valutata con la legge di Stokes.

Questa situazione si verifica nella parte inferiore della zona caratterizzata dalla legge di Stokes: per la stessa è stato proposto il seguente fattore di correzione della velocità *(fattore di Cunningham)*:

$$k_c = 1 + 2.5 \frac{\lambda}{d}$$

essendo λ il cammino libero medio delle molecole gassose: nell'aria in condizioni "standard" (20°C, 10^5Pa, umidità relativa 50%, $\gamma = 1{,}20 kg_f/m^3$), $\lambda \approx 6{,}5 \cdot 10^{-6}$ cm; quindi per $d = 0{,}1 \mu m$, $k_c \approx 2{,}87$, mentre per $d = 1 \mu m$, $k_c \approx 1{,}16$.

Particelle ancora più piccole ($d < 0{,}1 \mu m$), essendo soggette agli urti provocati dalle molecole gassose, acquistano un moto oscillatorio casuale, noto come *moto Browniano*.

Le espressioni che forniscono l'accelerazione e lo spazio percorso da una particella nella sedimentazione naturale in aria calma si ottengono dalla $F = ma = mg - R$, essendo $m = w/g$ la massa della particella.

Così, in condizioni di moto turbolento e per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 0.44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2$$

dalla quale si ricava:

(45.10) $$a = \frac{du}{dt} = g - \frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d}$$

(45.11) $$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = \int_{u_0}^{u} u\frac{du}{\frac{du}{dt}} = \int_{u_0}^{u} \frac{u\,du}{g - \frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d}} = \frac{3}{2}\frac{\rho_m}{\rho_a}d\left[\ln\left|u^2 - \frac{3gd\rho_m}{\rho_a}\right|\right]_{u_0}^{u}$$

Analogamente, in regime laminare e sempre per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 3\pi\eta d u$$

per cui

(45.12) $$a = \frac{du}{dt} = g - \frac{18\eta u}{\rho_m d^2}$$

(45.13) $$s = \int_{u_0}^{u} u\frac{du}{\frac{du}{dt}} = -g\left(\frac{\rho_m d^2}{18\eta}\right)^2 \cdot \left[\frac{18\eta}{g\rho_m d^2}u + \ln\left|1 - \frac{18\eta}{g\rho_m d^2}u\right|\right]_{u_0}^{u}$$

la quale, introducendo il valore u_t della velocità terminale (45.9), diventa:

(45.13 bis) $$s = -\frac{u_t^2}{g}\left[\frac{u}{u_t} + \ln\left|1 - \frac{u}{u_t}\right|\right]_{u_0}^{u}$$

Nel caso di particelle prodotte in corrispondenza di una sorgente con elevate velocità iniziali, lo studio del moto può svolgersi trascurando la forza di gravità: le equazioni del moto si possono ricavare dalle (45.10) ÷ (45.13), ponendo g = 0. Per particelle di forma sferica in moto turbolento risulta:

(45.14) $$a = \frac{du}{dt} = -\frac{1}{3}\frac{\rho_a}{\rho_m}\frac{u^2}{d}$$

(45.15) $$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = 3\frac{\rho_m}{\rho_a}d\ln\frac{u_0}{u} \approx 7\frac{\rho_m}{\rho_a}d\lg\frac{u_0}{u}$$

Per particelle sferiche in moto laminare, si ottiene:

(45.16) $$a = -\frac{3\pi g\eta d u}{w}$$

(45.17) $$s = \int_{t_0}^{t} u\,dt = \frac{w(u_0 - u)}{g\,3\pi\eta\,o} = \frac{\rho_m d^2 (u_0 - u)}{18\eta}$$

Poiché nell'aria, come si è detto, le particelle microscopiche raggiungono molto rapidamente la velocità terminale, nell'analisi del loro comportamento durante la caduta libera si può trascurare la fase di accelerazione. Per tutta l'altezza di caduta si può quindi considerare la velocità terminale (5).

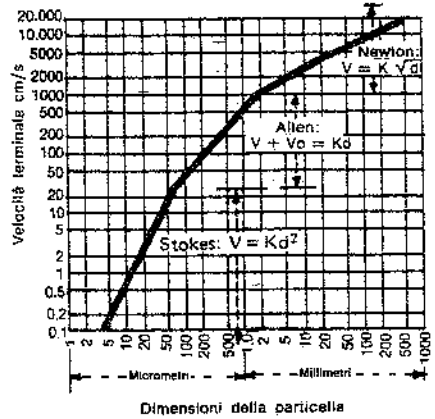


Fig. 45.6 – Velocità terminali di particelle di quarzo in aria calma a 20°C.

Il grafico della figura 45.6 fornisce, in funzione della granulometria, la velocità di sedimentazione in aria calma di particelle di quarzo aventi forma irregolare (e quindi dotate di velocità di caduta minori di quelle che avrebbero particelle sferiche, sempre di quarzo e di pari diametro). Tale grafico mette anche in evidenza l'esistenza del moto intermedio (fra il laminare (o di *Stokes*) e il turbolento (o di *Newton*), noto come *moto di Allen*.

Dalla figura si rileva inoltre che la zona del moto turbolento interessa le particelle di quarzo aventi una granulometria da 2 mm in su; quella del moto laminare include particelle di diametro medio inferiore a 85 μm (e approssimativamente superiore a 0,5 μm, valore al di sotto del quale il movimento delle particelle è condizionato non più dalla gravità, ma dalle correnti d'aria presenti nell'ambiente); infine, la zona intermedia comprende particelle da 85 a 2000 μm di diametro.

Molto grossolanamente, tale suddivisione vale anche per le particelle di forma irregolare costituite da minerali diversi dal quarzo.

II. Centrifugazione

Se le particelle costituenti le polluzioni si trovano immerse in una corrente d'aria avente movimento rotatorio, esse sono soggette ad una forza centrifuga che nel caso di sfere vale (trascurando la spinta d'Archimede dell'aria)

(45.18) $$F_c = \frac{\pi}{6}d^3\rho_m r\,\omega^2$$

con

ω = velocità angolare (rad/s);

r = raggio della traiettoria della corrente (m).

(5) Ovviamente, non si può fare altrettanto per le particelle più grandi, aventi cioè massa tale per cui la resistenza dell'aria non equilibra più la forza peso.

In moto laminare, ponendo $F_c = R$, si ottiene

$$u_c = \frac{r\omega^2 \rho_{\infty} d^2}{18\eta} \tag{45.19}$$

Confrontando tale espressione con quella ottenuta per la velocità di caduta u_t di sfere soggette alla gravità in moto laminare, si perviene alla espressione:

$$u_c = \frac{r\omega^2}{g} u_t = \frac{v^2}{rg} u_t \tag{45.20}$$

dove v è la velocità della corrente che si muove di moto rotatorio.

Il termine v^2/rg prende il nome di *fattore di separazione* e misura l'efficacia della forza centrifuga rispetto alla forza di gravità al fine di separare particelle inquinanti da una corrente gassosa.

III. Urto

Se una corrente d'aria urta contro un ostacolo, essa viene deviata, mentre le particelle di polvere, a causa della loro maggiore inerzia, tendono a fermarsi contro l'ostacolo.

I separatori ad urto o inerziali si basano su tale principio. La loro efficienza è misurata dal numero di particelle, trasportate dalla corrente d'aria, che urtano contro l'ostacolo. Così, nel caso di una corrente d'aria che incontra un cilindro di diametro D (fig. 45.7), tutte le particelle che si vengono a trovare, a monte dell'ostacolo, tra le linee di flusso A e B, si raccolgono sul corpo cilindrico e l'efficienza del separatore è misurata dal rapporto H/D.

A seguito di prove sperimentali effettuate su correnti in regime di Stokes, si è trovato che l'efficienza di un separatore ad urto è funzione della espressione adimensionale:

$$\frac{u_t V_o}{g D} \tag{45.21}$$

dove:

- u_t = velocità terminale di sedimentazione delle particelle sotto l'azione della gravità (m/s);
- V_o = velocità media della corrente d'aria che investe l'ostacolo (m/s);
- g = accelerazione di gravità (m/s^2);
- D = diametro o ingombro dell'ostacolo (m).

Tale risultato, evidenziato dalla fig. 45.8, può ritenersi applicabile, in prima approssimazione, anche nel caso di correnti d'aria in regime turbolento.

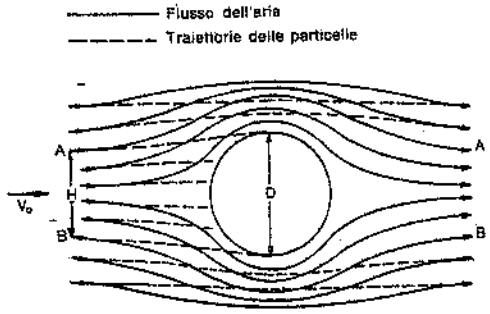


Fig. 45.7 – Separazione delle particelle di polvere trasportate da una corrente d'aria per urto contro un corpo cilindrico.

IV. Campo elettrico

Esaminiamo ancora il caso del moto in un campo elettrico: le particelle che si trovano sospese in tale campo sono soggette ad una forza che le sposta verso gli elettrodi generatori del campo stesso per uno dei seguenti motivi:

1) se le particelle sono già cariche (6), esse subiscono la forza del campo elettrostatico, forza che risulta proporzionale al valore locale del campo stesso ed alla preesistente carica delle particelle;
2) se le particelle non sono cariche, è sufficiente che il campo elettrico non sia omogeneo: in tale caso, infatti, le particelle vengono polarizzate e subiscono una forza proporzionale al gradiente del campo ed al loro coefficiente di polarizzazione (7).

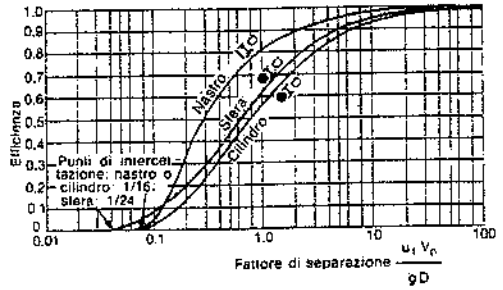


Fig. 45.8 – Curve dell'efficienza di separazione di particelle microscopiche (contenute in una corrente d'aria) ottenute con ostacoli aventi forma piana, sferica e cilindrica.

I depuratori elettrostatici, di cui si dirà più avanti, consistono essenzialmente in un campo elettrico trasversale alla direzione dei fumi e con un forte gradiente pur'esso trasversale per sfruttare appieno la forza sul momento di dipolo. Un campo siffatto si ottiene facilmente usando, come elettrodi, fili e piastre alternati: il campo elettrico tra un filo e una piastra è infatti fortemente disuniforme perché il suo flusso deve essere uguale sui due elettrodi e quindi la densità di flusso (cioè l'intensità del campo) cresce avvicinandosi al filo, che ha superficie minore.

L'esperienza indica che per particelle piccole (dimensioni inferiori a $1\mu m$) l'efficienza di separazione è indipendente dalle dimensioni delle particelle, mentre aumenta linearmente per diametri superiori a $1\mu m$.

45.6. EFFLUSSO E MOVIMENTO DEGLI AERIFORMI IN CONDOTTI

Si richiamano ancora le leggi fondamentali che regolano l'efflusso ed il moto in condotti dei fluidi gassosi, nell'ipotesi che tale moto avvenga in regime permanente ossia stazionario.

1) **Teorema di Torricelli** (fig. 45.9), valido anche per gli aeriformi, purché la differenza di pressione $p_1 - p_2$ sia molto piccola (come avviene, per esempio, negli

(6) Le particelle di fumo possono acquisire tale carica elettrica, ad esempio, nei processi di combustione, per attrito o per scambio con le molecole ionizzate della fiamma.

(7) Ricordiamo infatti che un corpo dielettrico, quando si trova in un campo elettrostatico, viene polarizzato per induzione dal campo stesso, vale a dire acquisisce un momento di dipolo elettrico proporzionale, perché le molecole vengono deformate od orientate dal campo stesso; il momento di dipolo indotto è proporzionale, in prima approssimazione, al valore del campo. Un dipolo elettrico poi, mentre in un campo perfettamente uniforme è soggetto solo ad una coppia che tutt'al più lo fa ruotare allineandolo al campo, in un campo disuniforme subisce una forza netta nella direzione in cui il campo cresce, perché le sue cariche, pur essendo uguali ed opposte, si trovano in posizione leggermente diversa e pertanto sono sottoposte a forze disuguali con una risultante diversa da zero.

impianti di ventilazione) in modo che si possa considerare il peso specifico praticamente costante:

$$v_2 = \sqrt{2g H_s}$$

dove:
v_2 = in corrispondenza della vena contratta (m/s);
g = accelerazione di gravità (9,81 m/s²);
H_s = differenza di pressione tra l'interno del recipiente e l'esterno (misurata in metri di colonna di fluido che effluisce).

Se si misurano le pressioni (8) in kg_f/m^2 ovvero in mm di colonna d'acqua (a 4°C), si indica con γ il peso specifico dell'aeriforme (in kg_f/m^3) e si pone

$$h_s = p_1 - p_2$$

risulta

$$H_s = \frac{h_s}{\gamma}$$

per cui:

(45.26) $$v_2 = \sqrt{2g\frac{h_s}{\gamma}}$$

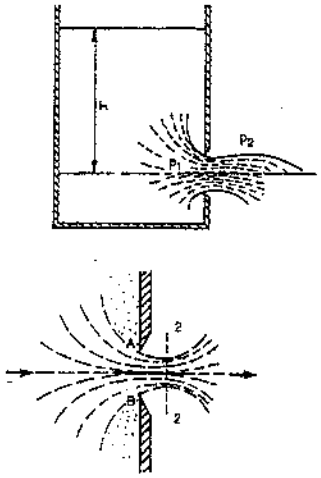


Fig. 45.9 – Efflusso di un fluido attraverso un foro praticato nella parete (sottile) di un recipiente.

La velocità media v in corrispondenza del foro di efflusso può essere espressa in funzione della velocità v_2:

(45.27) $$v = C\,v_2 = C\sqrt{2g\frac{h_s}{\gamma}}$$

dove C è il cosiddetto *coefficiente di efflusso* (o *di ingresso*, se il flusso è diretto dall'esterno verso l'interno).

In molti casi pratici, per valori di h_s non superiori ad alcune centinaia di kg_f/m^2 e per aria a 20°C e con umidità relativa del 60% ($\gamma = 1{,}20$ kg_f/m^3), la (45.27) si può scrivere:

(45.28) $$v \approx 4C\sqrt{h_s}$$

Tenendo conto delle (45.27) e (45.28), risulta

(45.29) $$Q = Av = C\,Av_2 \approx 4\,CA\sqrt{h_s}$$

dove:
Q = portata in volume del getto di fluido (m^3/s);
A = area della sezione del foro (m^2);
C = coefficiente di efflusso o di ingresso o di portata: è misurato dal rapporto fra la portata effettiva e quella teorica calcolata in base alla (45.26).

(8) Di norma ci si riferisce alle pressioni relative. Ricordiamo che 1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa.

Il coefficiente di efflusso o di ingresso C, riducendo la velocità nella sezione dell'apertura, produce il medesimo effetto di una *perdita di pressione* ovvero di una *perdita di carico*.

2) **Prima equazione del movimento di un fluido in un condotto o di continuità** (fig. 45.10):

(45.30) $$\rho A v = G = \text{costante}$$

dove:
ρ = massa volumica del fluido ($kg_f \cdot s^2/m^4$) nelle condizioni di temperatura e pressione esistenti in una sezione qualunque del condotto;
A = area di una sezione normale qualunque del condotto (m^2);
v = velocità media del fluido (m/s);
G = peso di fluido che attraversa la sezione A nell'unità di tempo ($kg_f \cdot s/m$).

3) **Seconda equazione del moto di un fluido in un condotto o equazione di Bernoulli o dell'energia o dell'energia cinetica** (fig. 45.10):

(45.31) $$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + z + W = 0$$

dove:
p = pressione del fluido in una sezione qualunque del condotto (kg_f/m^2 = mm H_2O);
z = dislivello verticale fra i baricentri delle due sezioni normali 1-1 e 2-2 (m);
W = energia consumata per vincere le resistenze passive che si oppongono al movimento, misurata in metri di colonna di fluido.

Se si può considerare costante il peso specifico del fluido, la (45.31) diventa:

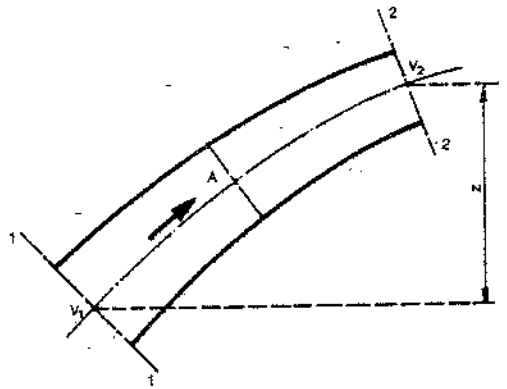


Fig. 45.10 – Tronco di condotto compreso fra due sezioni generiche 1 e 2.

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}\right) = z + W$$

ovvero, dal momento che nel caso di fluidi gassosi z può essere trascurato:

(45.32) $$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}\right) = W$$

Si chiama *pressione totale* H_t in una sezione qualunque del condotto la somma $p/\gamma + v^2/2g$ della *pressione statica* o *di attrito* $H_s = p/\gamma$ e della *pressione dinamica* o *altezza cinetica* $H_v = v^2/2g$.

Tanto p/γ quanto $v^2/2g$ sono misurate in metri. Per esprimerle in mm di colonna di acqua ovvero in kg_f/m^2 (1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa), si deve scrivere:

$$h_s = p; \qquad h_v = \gamma\frac{v^2}{2g}; \qquad h_t = p + \gamma\frac{v^2}{2g}$$

Allora, la pressione dinamica, se ci riferiamo ad aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%, vale

(45.33) $$h_v = 1.20\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{v}{4}\right)^2$$

dalla quale si ricava la

(45.34) $$v = 4\sqrt{h_v}$$

E poiché $Q = Av$, risulta anche

(45.35) $$Q = 4A\sqrt{h_v}$$

La misura delle tre pressioni può effettuarsi con manometri disposti come indicato in fig. 45.11.

Se il tubo è a sezione costante ($v_1 = v_2$) ed il fluido gassoso, la (54.32) diventa:

(45.32 bis) $$\left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}\right) = W$$

Esprimendo la differenza fra le pressioni in mm di colonna d'acqua (1 mm H_2O = 9,8 Pa), la (45.32 bis) si scrive:

(45.36) $$p_1 - p_2 = \gamma W$$

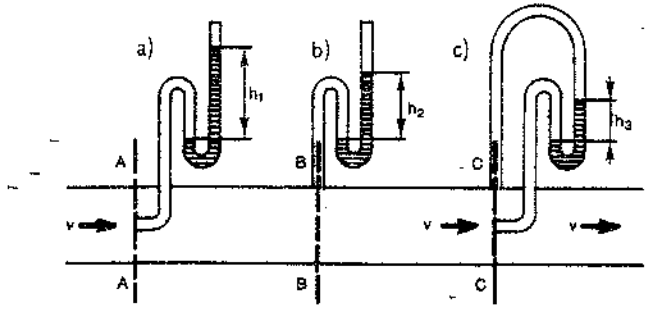


Fig. 45.11 – Modalità di misurazione delle pressioni in un condotto: a) totale; b) statica; c) dinamica.

Pertanto, la differenza tra le pressioni statiche $p_1 - p_2$ (cioè la *perdita di carico*) viene spesa per vincere le resistenze passive che si oppongono al moto.

Tali resistenze passive sono dovute a:
- resistenze di attrito;
- resistenze dovute a cambiamenti di sezione; } resistenze
- resistenze dovute a cambiamenti di direzione; } accidentali
- resistenze dovute a ostacoli quali filtri o griglie. } o localizzate

Come già ricordato nel capitolo 29, la perdita di carico (o di pressione) per attrito in un condotto rettilineo può essere calcolata mediante la *legge di Fanning-Darcy*:

(45.37) $$h = \lambda\,\gamma\frac{v^2}{2g}\,\frac{L}{D} = \lambda\frac{L}{D}h_v$$

dove:
- v = velocità media del fluido (m/s);
- L = lunghezza del condotto (m);
- D = diametro (costante) di condotto a sezione circolare ovvero diametro medio di condotto a sezione non circolare (m).

Com'è noto, il valore di λ (*coefficiente di attrito del movimento entro condotti*) dipende principalmente da natura, stato di levigatezza, incrostazioni della superficie interna del tubo; decresce con l'aumentare della velocità e del diametro.

Nel regime turbolento, λ è dato dalle espressioni di Darcy, Weisbach, Rietschel, ecc. (v. capitolo 29 § 2). Per valori normali della velocità dell'aria (15÷20 m/s) e per condotti in lamiera zincata, si possono assumere i valori di λ forniti dalla tab 45.XI.

Ricordiamo ancora che la perdita di carico dovuta all'attrito in un condotto metallico di sezione circolare può essere valutata con la seguente formula ricavata sperimentalmente e valida per aria fredda e calda:

(45.38) $$h = 8{,}12\cdot10^{-4}\,\gamma^{0{,}852}\,\frac{v^{1.924}}{D^{1.281}}L$$

dove h è espresso in kg_f/m^2, v in m/s e D in m.

Come si ricorderà, l'espressione (45.38) è stata utilizzata per costruire il diagramma di fig. 29.7.

Il diagramma di fig. 45.12 consente di ricavare direttamente le perdite di pressione dovute all'attrito dell'aria in condotti metallici.

Nel caso del moto di aeriformi (ossia di fluidi che riempiono completamente il con-

Tabella 45.XI – Valori del coefficiente di attrito del movimento entro condotti in lamiera zincata e per valori della velocità dell'aria compresi fra 15 e 20 m/s.

Diametro del condotto m	Coefficiente di attrito λ
0,075	0,0215
0,100	0,0205
0,125	0,0191
0,150	0,0182
0,175	0,0175
0,200	0,0168
0,225	0,0161
0,250	0,0160
0,275	0,0158
0,300	0,0155
0,350	0,0150
0,400	0,0145
0,450	0,0140
0,500	0,0137
0,625	0,0131
0,750	0,0127
0,875	0,0123
1,000	0,0118

dotto), se il condotto ha sezione di forma diversa da quella circolare (normalmente, quadrata o rettangolare), si assume come valore di D quello del diametro equivalente, definito come il diametro del condotto circolare che, a parità di portata d'aria, determina la stessa caduta di pressione.

Risulta, com'è facile dimostrare

$$D = \frac{4A}{P}$$

dove:
A = sezione interna del condotto;
P = perimetro interno del condotto.

Perciò, nel caso di un condotto a sezione quadrata di lato a, risulta D = a, mentre per un condotto a sezione rettangolare di lati a, b si ha D = 2 ab/(a+b).

Le perdite di carico dovute a cambiamenti di sezione e di direzione, curve, ti, ecc. (*perdite di carico accidentali* o *localizzate*) si possono calcolare ricorrendo alle lunghezze equivalenti (tab. 45.XII) oppure tenendo presente che le perdite localizzate sono in prima approssimazione proporzionali alla pressione dinamica dell'aria

$$h = j\gamma\frac{v^2}{2g} \quad (kg_f/m^2) \qquad (45.39)$$

dove j è il cosiddetto *fattore di perdita di carico*.

Quando si applichi la (45.39), grafici o tabelle forniscono i valori di j per i vari tipi di resistenze accidentali: si vedano in proposito le tabelle 29.VIII, 29.IX, 29.X e gli altri valori di j riportati nel capitolo dedicato ai trasporti pneumatici; per maggior praticità, abbiamo raccolto nella tab. 45.XIII i

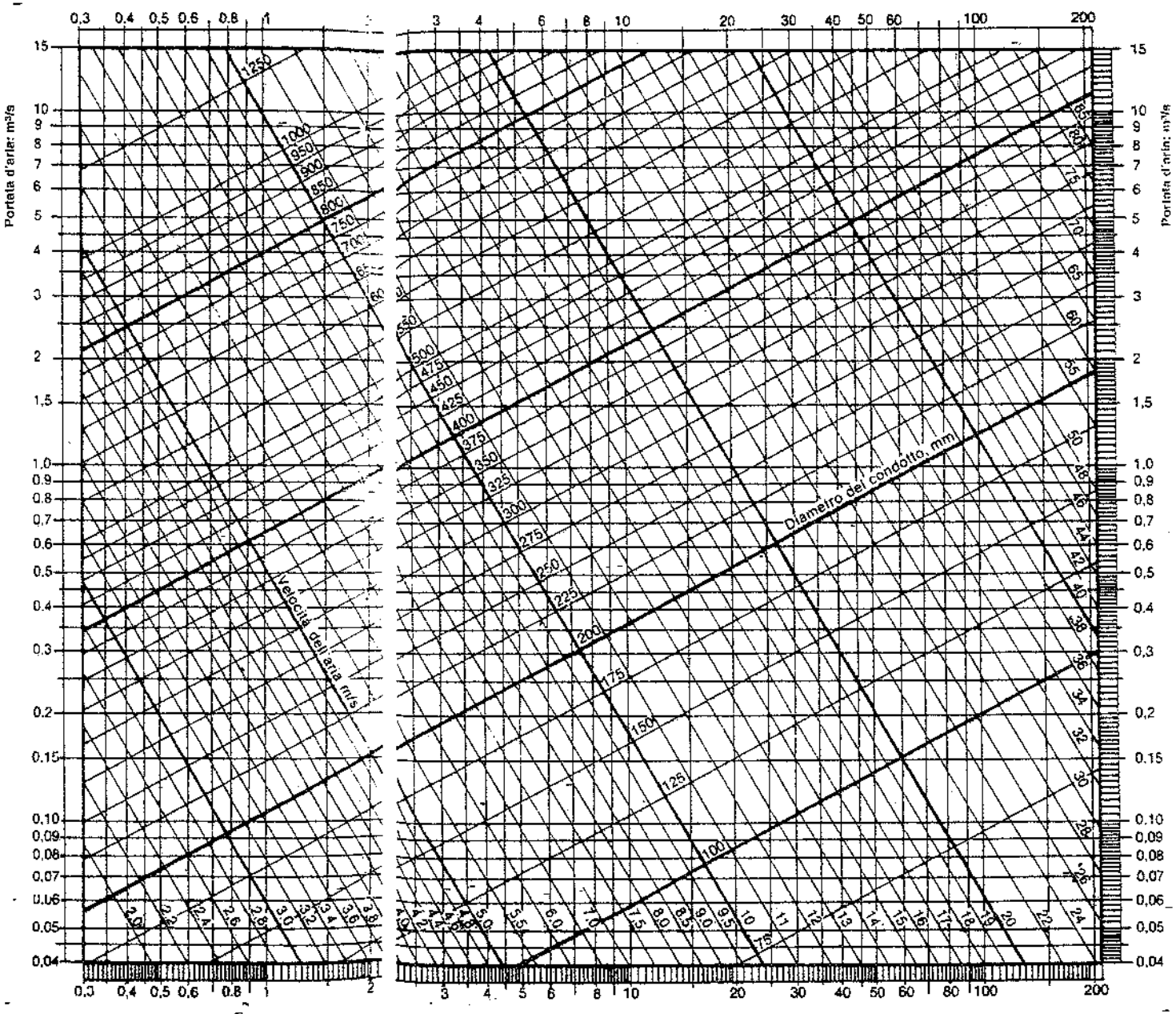
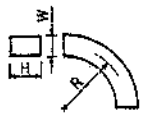
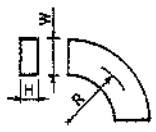


Fig. 45.12 – Diagramma per la determinazione delle perdite di carico dovute all'attrito dell'aria standard ($\gamma = 1{,}20$ kg$_f$/m^3) in condotti metallici a sezione circolare. Per condotti di sezione diversa, si consideri il diametro equivalente D = 2 ab/(a+b).

Tabella 45.XII – Perdite di carico dovute a resistenze accidentali espresse in lunghezze equivalenti.

L = lunghezza equivalente addizionale.

Tipo di resistenza accidentale	Figure	Caratteristiche	L/D
Curva a 90° (*) Sezione circolare		gomito	65
		R/D = 0,75	23
		R/D = 1,00	17
		R/D = 1,50	12
		R/D = 2,00	10
Curva a 90° (*) Sezione rettangolare	 	H/W	R/W (**)	L/W
		0,25	gomito	25
			0,50	25
			0,75	12
			1,00	7
			1,50	4
		0,50	gomito	49
			0,50	40
			0,75	16
			1,00	9
			1,50	4
		1,00	gomito	75
			0,50	50
			0,75	21
			1,00	11
			1,50	4,5
		4,00	gomito	110
			0,50	65
			0,75	43
			1,00	17
			1,50	6
Gomito con alette		Come valore di queste resistenze, si consideri l'analoga curva.		
Ti curvilineo				

(*) Per curve di angolo $\alpha \neq 90°$, si moltiplica la perdita di una curva a 90° per $\alpha/90°$.
(**) Si noti la convenienza di adottare il rapporto R/W = 1,5 cui corrisponde un minimo di L/W.

valori di j per le resistenze accidentali più correnti.

Tanto se si ricorre alle lunghezze equivalenti quanto se si adotta la (45.39), le perdite di carico dovute alle resistenze accidentali si sommano alle perdite per attrito calcolate per l'intera lunghezza del condotto, ivi compresa la lunghezza di curve, raccordi, gomiti, ecc.

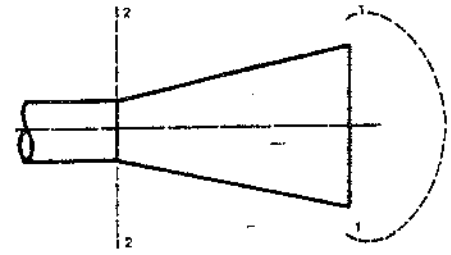


Fig. 45.13 – Schema di una cappa aspirante.

Una perdita di carico localizzata che qui ci interessa in modo particolare, è quella che si registra in corrispondenza di una cappa aspirante, con fluido costituito da aria (fig. 45.13): fra l'esterno e l'imbocco del condotto in cui la cappa si immette, tenendo presente che v_1 è praticamente trascurabile, si ha, dalla (45.32):

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + W \tag{45.40}$$

dove W rappresenta appunto la perdita di carico nella cappa. Se, anziché in metri di colonna d'acqua, si esprimono le pressioni in kg_f/m^2, la (45.40) diventa

$$p_1 - p_2 = \gamma \frac{v_2^2}{2g} + j\gamma \frac{v_2^2}{2g} = (1 + j)\gamma \frac{v_2^2}{2g}$$

ovvero

$$h_{s_2} = (1 + j)\, h_{v_2} \tag{45.41}$$

nella quale la perdita di carico localizzata γW è stata espressa in funzione della pressione dinamica attraverso il *fattore di perdita di carico*, mentre h_{s_2} misura la depressione all'inizio del condotto (sezione 2-2) rispetto all'esterno.

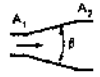
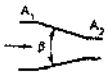
Le leggi sul movimento degli aeriformi che abbiamo sopra richiamato si riferiscono, com'è noto, ad aria pulita. Esse però si possono applicare in prima approssimazione anche ad aria contenente polvere ed altre sostanze liquide o gassose purché il rapporto materiale trasportato/aria sia sufficientemente basso.

In merito, però, sussistono pareri discordanti. Diversi autori sostengono l'opportunità di tenere conto, nel caso del trasporto di fluidi non omogenei, di un coefficiente di maggiorazione delle perdite di carico nei condotti.

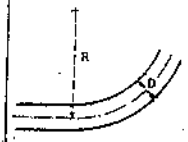
Proponiamo, per il caso in cui l'aria contenga particelle solide (polveri), l'impiego del diagramma di fig. 45.14, costruito sulla base di prove sperimentali: esso fornisce il valore di un coefficiente k, per il quale vanno moltiplicate le perdite di carico nei condotti dovute al solo flusso dell'aria, in funzione del rapporto dei pesi materiale/aria (ossia del rapporto fra il peso dell'inquinante trasportato nell'unità di tempo e il peso di aria necessaria per trasportarlo).

Tabella 45.XIII – Valori del fattore di perdita di carico j per condotti a sezione circolare, quadrata o rettangolare.

a) Variazioni di sezione

Aumento di sezione raccordato		$\beta < 5°$ $\beta = 5°$ $\beta = 7°$ $\beta = 10°$ $\beta = 20°$ $\beta = 30°$ $\beta = 40°$	$j \approx 0$ $j = 0{,}17$ $j = 0{,}22$ $j = 0{,}28$ $j = 0{,}45$ $j = 0{,}59$ $j = 0{,}73$
Diminuzione di sezione raccordata		$\beta < 30°$ $\beta = 30°$ $\beta = 45°$ $\beta = 60°$	$j_1 \approx 0$ $j_2 = 0{,}02$ $j_2 = 0{,}04$ $j_3 = 0{,}07$
Variazione di sezione raccordata, con aree costanti alle estremità		$\beta < 14°$	$j = 0{,}15$

b) Curve a 90°



$R < 5\,D^*$ $\quad j = 0{,}2$

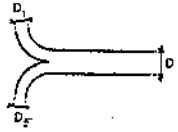
$R > 5\,D$ $\quad j \approx 0$

* In ogni caso, la curva non dovrebbero mai avere raggi minori di 1,5 D.

c) Diramazioni

Riunione o divisione di due condotti

simmetrica



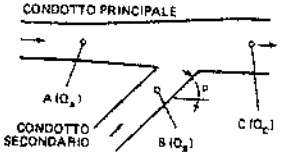
$j = 1$

asimmetrica

per il condotto deviato *1*: $j_1 = 1{,}5$
per il condotto non deviato *2*:

D_2	$\approx D_1$	$> D_1$	$> 2D_1$	$> 3D_1$	$> 4D_1$
$j_2 \approx$	1	0,7	0,4	0,2	0,0

d) Immissione di un condotto secondario in un condotto principale, con velocità dell'aria all'incirca eguali nei due condotti



Per angoli di immissione di 45°

Rapporto fra la portate nei due rami Q_A/Q_B	Fattore di perdita di carico *j* (da applicare alla h_v del condotto principale)
1	0,20
2	0,17
3	0,15
4	0,14
5	0,13
6	0,12
7	0,11
8	0,10
9	0,10
10	0,10

Per angoli di immissione diversi da 45°, le perdite variano proporzionalmente a $(1 - \cos\alpha)$:

Valori di α (in gradi)	Coefficiente di variazione di *j* (riferito ad $\alpha = 45°$)
0	0
15	0,1
30	0,5
45	1,0
60	1,7
75	2,5
90	3,4

45.7. PROGETTO DEGLI IMPIANTI DI ASPIRAZIONE

1. Tipi di cappe

Un impianto di aspirazione delle polluzioni atmosferiche ha la funzione di provocare un flusso d'aria fra la sorgente inquinante e una cappa di forma opportuna, sistemata il più vicino possibile alla sorgente, in modo da aspirare l'aria inquinata e impedire che questa si disperda nello spazio circostante.

La fig. 45.15 illustra schematicamente un impianto per l'aspirazione di polveri, fumi, gas. Nelle sue parti essenziali, un impianto del genere comprende, nel caso più generale:

- una o più cappe aspiranti;
- uno o più condotti colleganti la o le cappe a un depuratore (separatore delle impurità contenute nell'aria);
- un elettroventilatore;
- un condotto per lo scarico nell'atmosfera dell'aria aspirata dal locale in cui si produce l'inquinante.

A seconda delle caratteristiche dell'inquinante, può esserci o no il depuratore (per esempio, nel caso di fumi non nocivi si prevede a volte la loro aspirazione dal punto in cui si producono e, attraverso la cappa e i condotti, lo scarico diretto nell'atmosfera esterna).

Le particelle di maggiori dimensioni si disperdono nell'ambiente in conseguenza dell'energia cinetica ricevuta al momento della loro formazione. La dispersione delle particelle più piccole è invece provocata dal movimento dell'aria in corrispondenza della sor-

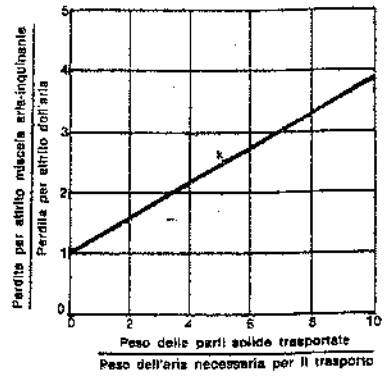


Fig. 45.14 – Coefficiente di moltiplicazione delle perdite di carico dovute al flusso di aria pulita in condotti, per tener conto del fatto che nell'aria aspirata da ambienti inquinati sono presenti particelle solide.

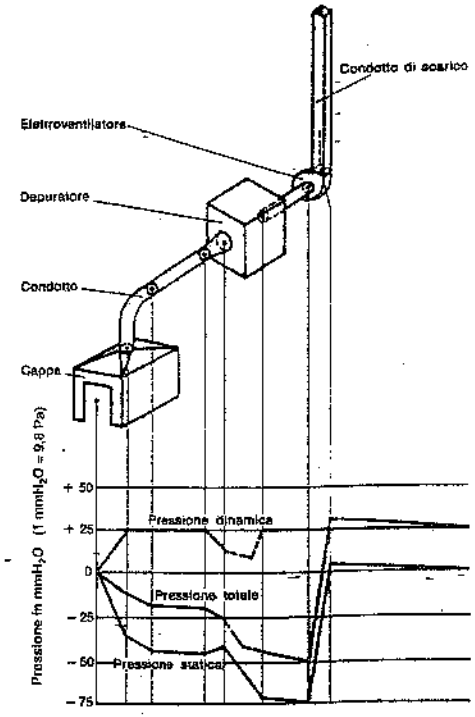


Fig. 45.15 – Schema di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da una lavorazione industriale, con l'indicazione dell'andamento delle pressioni.

gente di formazione. Di qui, l'importanza determinante, per un'efficiente aspirazione delle polluzioni prodotte da una o più sorgenti inquinanti, di circoscrivere e isolare quanto più possibile queste ultime con cappe, cabine o altre chiusure aventi lo scopo precipuo di impedire la dispersione di polveri, fumi o vapori nell'ambiente circostante.

È proprio al fine di realizzare il massimo isolamento delle sorgenti inquinanti e quindi di impedire la dispersione nell'ambiente delle polluzioni prodotte dalle stesse, che si ricerca di volta in volta il tipo di cappa più adatto allo scopo.

In pratica, si hanno:

- cappe installate direttamente sulle macchine (*cappe a cuffia*);
- cappe installate superiormente alle sorgenti inquinanti (*cappe a tetto* o *a baldacchino*);
- cappe a chiusura totale o parziale (*cappe a camera* o *cabine*).

Le cappe installate a bordo delle macchine captano le polveri direttamente alla sorgente impedendone la dispersione nell'ambiente. Le cappe disposte sopra la sorgente sono adottate specialmente per l'aspirazione di fumi, esalazioni e vapori più leggeri dell'aria. Le cabine (a chiusura totale o parziale) sono generalmente impiegate per impianti di verniciatura, saldatura, molatura.

Quando non è possibile racchiudere la fonte inquinante, né coprirla con cappe installate superiormente, si ripiega su cappe disposte lateralmente alla fonte stessa (*cappe tangenziali*).

Le figg. 45.16 e 45.17 si riferiscono ad alcune cappe di corrente impiego negli impianti di aspirazione delle emissioni industriali.

Nella scelta e nel dimensionamento delle cappe si dovrebbero sempre tenere presenti i seguenti criteri fondamentali:

a) applicare la cappa il più vicino possibile alla sorgente di contaminazione, possibilmente includendovela;
b) sistemare la cappa e configurarla in modo che le particelle inquinanti prodotte dalla sorgente si dirigano verso l'apertura aspirante (preferibilmente verso la parte centrale di essa);
c) disporre la cappa in modo che l'operatore non si trovi mai fra la sorgente inquinante e la cappa stessa;
d) limitare, con schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere le polluzioni;
e) prevedere cappe con flange, al fine di ridurre la portata d'aria occorrente.

Va da sé che, per rimuovere le particelle inquinanti dal punto in cui si formano, è necessario assicurare, in corrispondenza dello stesso, una velocità dell'aria (*velocità di captazione*) più elevata della velocità di fuga delle particelle. Pertanto, i principali fattori che influiscono sulla efficienza di un impianto di aspirazione sono la forma della cappa o della chiusura attorno alla sorgente inquinante e la portata di aria aspirata.

La progettazione della cappa o chiusura richiede un accurato esame della sorgente inquinante e la ricerca della forma più razionale, facendo salve le esigenze tecnologiche. Ovviamente, quanto più la sorgente inquinante è racchiusa nella cappa, tanto minore è la portata d'aria necessaria e quindi più economico l'impianto di aspirazione. La portata d'aria necessaria può pertanto essere definita solo dopo che si siano scelte la forma e le dimensioni della cappa e la sua ubicazione rispetto alla sorgente inquinante.

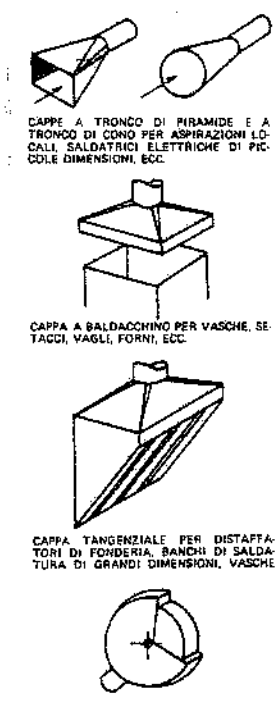


Fig. 45.16 – Alcuni tipi di cappe aspiranti.

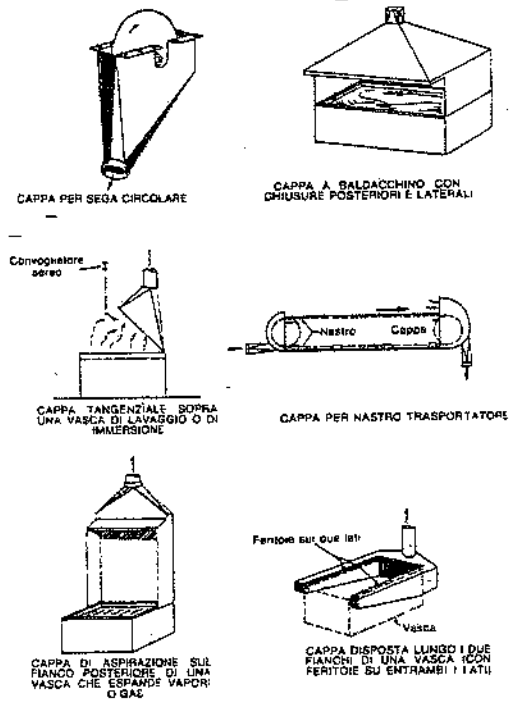


Fig. 45.17 – Cappe aspiranti per impieghi specifici.

11. Caratteristiche delle cappe

Si consideri una sorgente di aspirazione puntiforme. Il flusso d'aria verso la stessa è identico in tutte le direzioni e la portata d'aria attraverso l'unità di area (velocità) varia inversamente con il quadrato della distanza dalla sorgente. Pertanto, il luogo di tutti i punti caratterizzati dalla stessa velocità è una sfera (superficie di livello della velocità).

Analogamente, il flusso verso una sorgente rettilinea di lunghezza infinita è identico lungo tutti i raggi e la velocità dell'aria intorno alla "linea" varia inversamente con la distanza: le superfici di livello delle velocità sono dunque cilindriche.

In pratica, anziché una sorgente puntiforme o lineare si avrà una cappa o un condotto di dimensioni finite. Interessa rilevare come le linee di flusso (9) e le superfici di livello delle velocità risultino alterate rispetto ai due casi (teorici) precedenti.

La fig. 45.18 mette appunto a confronto il caso di una sorgente puntiforme con quello di un condotto aspirante a sezione circolare piana: in prossimità dell'apertura

(9) Le linee di flusso indicano i percorsi delle particelle sospese nell'aria ed entranti nella cappa.

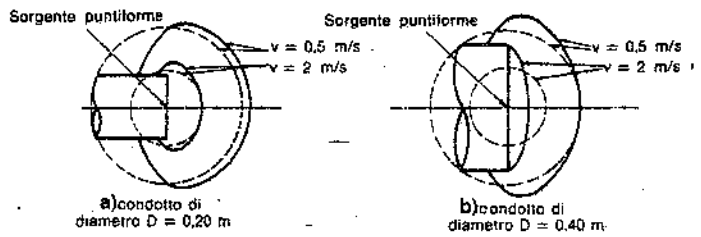


Fig. 45.18 – Confronto fra le curve di livello delle velocità relative a una sorgente aspirante puntiforme e a condotti aspiranti a sezione circolare.

aspirante (specie ai bordi della stessa) le superfici di livello delle velocità relative al condotto si scostano sensibilmente dalle superfici di livello teoriche, ma, allontanandosi frontalmente dalla cappa, esse tendono ad approssimarsi a quelle proprie di una sorgente puntiforme. Ciò è dovuto al fatto che l'area di influenza della cappa diventa grande rispetto all'area della sua apertura, la quale pertanto si può identificare, in prima approssimazione, con una sorgente puntiforme. Aumentando ancora l'area dell'apertura (fig. 45.18.b), lo scostamento dalla distribuzione teorica diventa più marcato e si estende a una distanza maggiore.

La fig. 45.19.a riporta le curve di livello delle velocità e le linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto o di una cappa a sezione circolare. Data la simmetria della cappa (rotonda), un solo diagramma rappresenta l'andamento delle linee a velocità costante e delle linee di direzione in tutti i piani passanti per l'asse del condotto. La figura consente di rilevare come la velocità diminuisca all'aumentare della distanza dall'ingresso nella cappa. Ciò è ancor meglio messo in evidenza dalla fig. 45.19.b, dove le distanze dall'apertura aspirante sono espresse come percentuali del diametro D dell'apertura e le velocità, misurate lungo l'asse della cappa, sono indicate come percentuali della velocità media in corrispondenza dell'apertura (*velocità frontale*). Ma, proprio in conseguenza del fatto che le variazioni della velocità dell'aria fuori della cappa aspirante sono funzione del diametro di questa, si può anche dedurre che, a parità di velocità frontale, aumentando le dimensioni della cappa, se ne estende l'influenza in punti più lontani dall'apertura, ovvero le curve di livello rappresentanti la stessa percentuale della velocità frontale si trovano più distanti dall'imbocco: la fig. 45.20 mostra come varia la velocità assiale per alcune cappe a sezione circolare aventi aree di imbocco diverse.

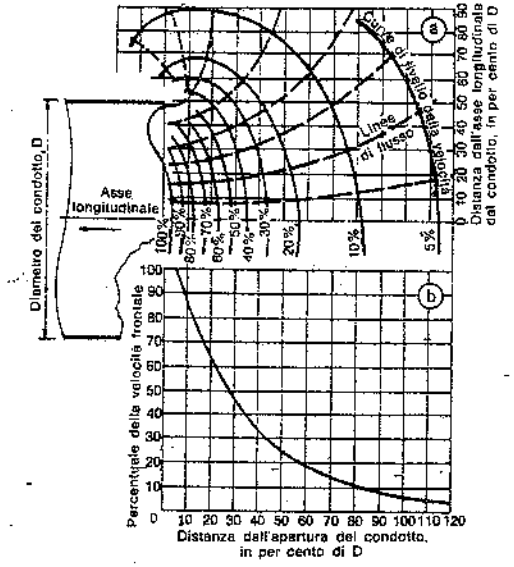


Fig. 45.19 – a) Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto aspirante a sezione circolare; b) andamento della velocità dell'aria lungo l'asse all'esterno della cappa.

In ogni caso, la rapida diminuzione della velocità dell'aria lungo l'asse della cappa messa in rilievo dalla fig. 45.19.b, giustifica il suggerimento, dato poc'anzi, di ubicare la cappa il più vicino possibile al punto di generazione delle polluzioni.

Le figg. 45.21 e 45.22 illustrano le curve di livello delle velocità e le linee di flusso nei piani assiali passanti per le mediane di condotti o cappe aspiranti a sezione quadrata e rettangolare (10).

Dall'esame delle figg. 45.19, 45.21 e 45.22 si rileva che la posizione delle curve di livello e delle velocità lungo l'asse dei condotti aspiranti varia con la forma degli stessi, ma il loro andamento, indipendentemente dal valore effettivo della velocità frontale (e quindi della portata d'aria aspirata), è del tutto simile per i tre tipi di aperture considerate.

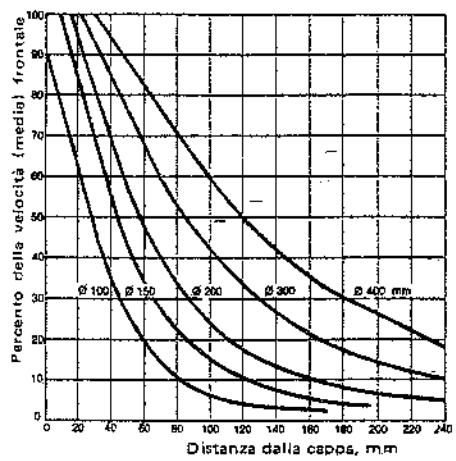


Fig. 45.20 – Velocità assiali per aperture aspiranti di diametri diversi.

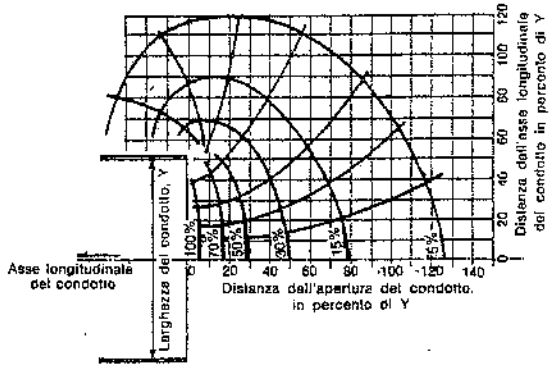


Fig. 45.21 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di simmetria di un condotto aspirante a sezione quadrata.

Dalle distribuzioni relative alle cappe a sezione circolare, quadrata o rettangolare, si può risalire a quelle di qualsiasi altra apertura composta, sommando vettorialmente le velocità relative alle singole cappe-tipo.

In sostanza, qualunque sia il tipo di cappa adottato, la sua influenza sul comportamento di una particella inquinante non va oltre una certa distanza dalla cappa stes-

(10) Nel caso di sezioni aspiranti quadrate o rettangolari è sufficiente conoscere le curve di livello delle velocità nei due piani passanti per gli assi di simmetria in quanto, note che siano tali curve, è sempre possibile definire l'intero campo di influenza della cappa.

sa. Esperienze condotte in proposito hanno consentito di ricavare la seguente formula, che fornisce la velocità dell'aria fuori delle cappe, lungo l'asse longitudinale (11), in funzione della portata d'aria aspirata Q, della distanza x dalla cappa e dell'area frontale A_0 di questa (*formula di Dalla Valle*):

$$v = \frac{Q}{10x^2 + A_0} \qquad (45.42)$$

La (45.42) è stata utilizzata per costruire le curve della fig. 45.20. Essa conferma la rapidità con cui la velocità dell'aria aspirata diminuisce allorché ci si allontana dall'apertura della cappa e mette in evidenza la relativa influenza dell'aumento dell'area dell'apertura aspirante sull'efficienza della cappa.

La (45.42) è stata ricavata operando su cappe a sezione circolare; in prima approssimazione, però, può essere applicata anche a cappe a sezione quadrata e rettangolare.

Nel caso specifico di una cappa disposta superiormente a una vasca (fig. 45.23), la velocità dell'aria sotto la cappa è misurata con sufficiente approssimazione mediante la formula sperimentale (12):

(11) Che sia lecito riferirsi alla sola velocità dell'aria lungo l'asse dell'apertura aspirante è confermato dal fatto che le cappe sono generalmente installate con la parte centrale prospiciente la sorgente della polluzione, per cui la loro efficienza, almeno nei casi in cui le particelle prodotte seguono traiettorie casuali, è essenzialmente legata a quella velocità.

(12) La (45.43) conduce a risultati praticamente accettabili per valori del rapporto tra la distanza dalla cappa z e la lunghezza (o il diametro) della cappa W, minori di 0,3. Per valori di z/W>0,3 si è proposta la

$$v = \frac{0{,}069\ Q}{W^{0.19}\ z^{1.81}}$$

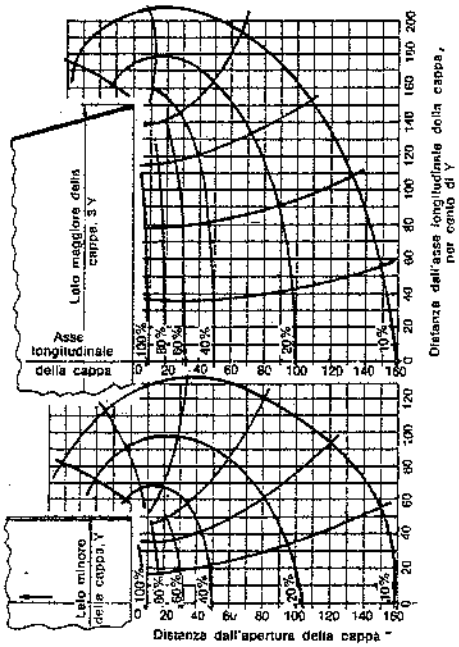


Fig. 45.22 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso nei due piani di simmetria passanti per l'asse longitudinale di una cappa aspirante a sezione rettangolare (con rapporto fra i lati 1:3).

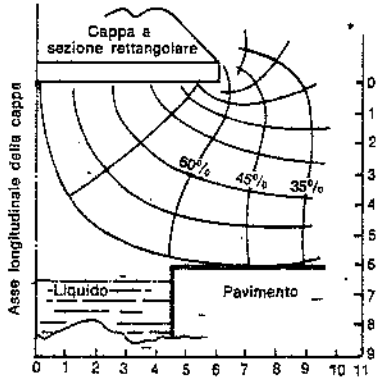


Fig. 45.23 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano verticale passante per l'asse longitudinale di una cappa sovrastante una vasca di decapaggio.

$$v = 0{,}71\frac{Q}{P_z} \qquad (45.43)$$

dove:
v = velocità dell'aria (m/s);
Q = portata d'aria nella cappa (m^3/s);
P = perimetro della vasca (m);
z = distanza dalla cappa misurata verticalmente (m).

Una scanalatura aspirante situata ai lati di una vasca approssima il caso teorico della sorgente lineare: si è riscontrato che la velocità dell'aria fuori della scanalatura diminuisce all'incirca secondo la

$$v = \sqrt{x} \qquad (45.44)$$

dove x misura la distanza dalla scanalatura stessa.

Le cappe tangenziali esercitano un'efficiente azione aspirante a distanze <1 m dalla superficie frontale: pertanto, quando la larghezza delle vasche è maggiore, si ricorre a sistemazioni del tipo schematizzato in fig. 45.24, che prevede un getto d'aria in pressione in posizione contrapposta alla cappa aspirante. La portata d'aria Q_1 soffiata dalla scanalatura è data dalla

$$Q_1 = \frac{C}{L} \cdot Q_2 \qquad (45.45)$$

essendo:
L = larghezza della vasca (m);
C = coefficiente di efflusso (13);
Q_2 = 0,6÷0,8 m^3/s per ogni m^2 di superficie orizzontale della vasca.

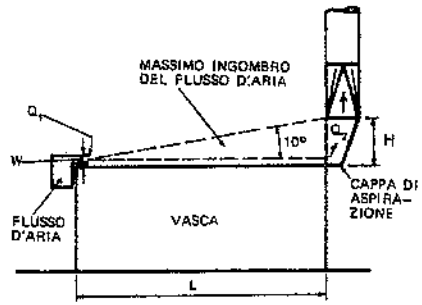


Fig. 45.24 – Impianto di aspirazione da una vasca.

L'altezza W della fessura deve essere tale che la velocità di uscita sia di 5÷10 m/s.

L'altezza H della cappa si adotta pari a

$$H = L \cdot \operatorname{tg} 10° = 0{,}18\ L$$

La presenza di flange sui bordi dell'apertura delle cappe o dei condotti aspiranti, riducendo il flusso dell'aria dalle zone periferiche, determina un allontanamento delle curve di livello della velocità dall'apertura stessa. In linea di massima si può dire che, a parità di velocità, la presenza di flange in corrispondenza dell'apertura aspirante consente di ridurre fino al 30% la portata necessaria per assicurare una data velocità di fronte alla cappa, rispetto al caso di cappe prive di risvolti.

(13) Per il coefficiente C si assumono i seguenti valori:

L = 0÷2,50 m:	C = 0,5
L = 3.50÷5 m:	C = 0,7
L = 5÷10 m:	C = 1,0
L > 10 m:	C = 1,4

Analogamente, se la cappa è appoggiata su una superficie piana, il volume d'aria occorrente è circa il 25% in meno di quello richiesto dalla stessa cappa libera nello spazio: ciò in quanto, com'è evidenziato nella fig. 45.25, tutto avviene come se la cappa giacente sulla superficie piana avesse dimensioni doppie.

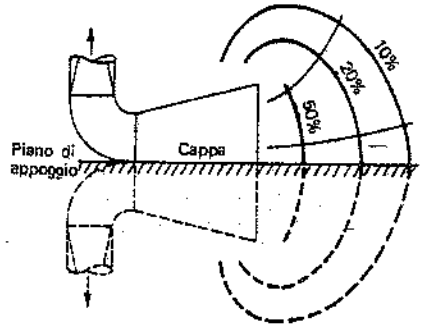


Fig. 45.25 – Curve di livello delle velocità e linee di flusso nel piano assiale verticale di una cappa appoggiata su un piano orizzontale.

III. Perdita di carico nelle cappe

La fig. 45.26 fornisce i valori del coefficiente di ingresso C per alcuni tipi di bocche o aperture a sezione circolare. Tali valori si applicano anche ad aperture e condotti a sezione quadrata o rettangolare.

La fig. 45.27 riporta i valori di C per alcune cappe di più frequente impiego nella pratica. Tali valori sono applicabili, con sufficiente approssimazione, anche a cappe aventi forme geometriche assimilabili a quelle riportate nella figura.

Forme più complesse possono essere quasi sempre considerate come combinazioni di due o più cappe tipo (per esempio, disposte in serie): in tali casi, si valutano le variazioni di velocità e si stimano le perdite di pressione per ciascuna apertura componente; si perviene infine a un coefficiente di ingresso globale.

Le figg. 45.26 e 45.27 forniscono anche, per le varie aperture o cappe, il fattore di perdita di carico j all'imbocco; la conoscenza di tale fattore torna utile quando si deve determinare la depressione statica necessaria perché all'imbocco del condotto si abbia una data velocità media. Infatti, per la (45.41), all'inizio del condotto successivo alla cappa (fig. 45.13) risulta, considerando aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%:

$$h_s = (1+j)\,h_v = (1+j)\frac{v^2}{16} \qquad (45.46)$$

La fig. 45.28 fornisce i valori di j in funzione di C e viceversa. La correlazione fra j e C si ricava facilmente ricordando che, per la (45.28), la velocità dell'aria all'imbocco del condotto che si diparte dalla cappa è data, sempre per aria a 20°C e ad un grado medio di

Bocca o apertura	C	j
	0,98	0,04
β=15°	0,84	0,13
β=30°	0,90	0,24
	0,82	0,49
β=15°	0,82	0,49
β=30°	0,79	0,60
	0,72	0,93
	0,60	1,78
	0,60	1,78
	0,53	2,56

Fig. 45.26 – Coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j di alcune bocche e orifici.

Tipo di cappa	C	j
	0,72	0,93
	0,90	0,24
	0,83	0,45
	0,75	0,78
	0,82	0,49

Tipo di cappa	C	j
	0,82	0,49
	0,82	0,49
	0,79	0,60
	0,82	0,49

Tipo di cappa	C	j
	0,57	2,08
	0,61	1,69
	0,57	2,08
	0,71	0,99

Fig. 45.27 – Coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j di alcune cappe aspiranti.

umidità, dalla

$$v = 4\,C\sqrt{h_s}$$

La stessa velocità è anche data dalla (45.34)

$$v = 4\sqrt{h_v}$$

per cui

$$\sqrt{h_v} = C\sqrt{h_s}$$

E poiché $h_s = (1+j)\cdot h_v$, si ottiene

$$C = \sqrt{\frac{1}{(1+j)}} \qquad (45.47)$$

ovvero

$$j = \frac{1-C^2}{C^2} \qquad (45.47bis)$$

Se il coefficiente di ingresso C è noto e si misura h_s (per esempio, con un piezometro), è possibile ricavare h_v.

Come si può rilevare dai dati riportati nelle figg. 45.26 e 45.27, i valori del coefficiente C variano da 0,98 per una buona conformazione dell'apertura a poco più di 0,50 nel caso di semplici orifizi; mediamente C = 0,7. In termini di altezza cinetica, la perdita all'ingresso varia normalmente da $0{,}1h_v$ a $2{,}5h_v$; come media, si può assumere $= 1h_v$.

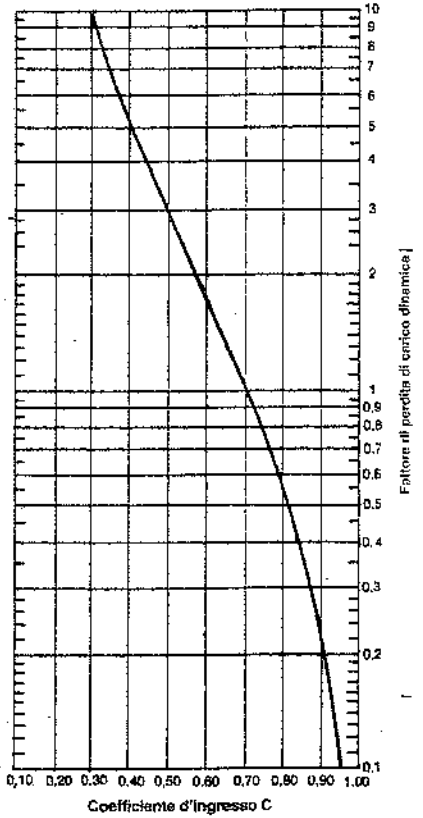


Fig. 45.28 – Correlazione fra il fattore di perdita di carico j e il coefficiente di ingresso C.

IV. Portata d'aria occorrente

La portata d'aria necessaria per l'aspirazione di una emissione mediante una cappa, può essere valutata solo dopo che si sono stabilite l'ubicazione e la forma della cappa stessa.

Nelle pagine precedenti si è messo in evidenza il fatto che la zona di influenza delle correnti aspiranti è ristretta ad uno spazio molto prossimo all'apertura della cappa, per cui si deve localizzare tale apertura il più vicino possibile alla sorgente inquinante ed in posizione tale che la polluzione si diriga verso la parte centrale della cappa. Si è pure segnalata l'opportunità di eliminare o di ridurre al minimo, mediante l'adozione di schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere la polluzione. La cappa inoltre dovrebbe essere disposta in modo che l'aria aspirata, e quindi inquinata, si allontani dall'operatore. Si è anche rilevata l'importanza di prevedere flange o risvolti lungo i bordi dell'apertura aspirante.

Aggiungiamo ancora che in tutti i punti dello spazio in cui si ha formazione di polvere, la velocità dell'aria aspirata (ossia la *velocità di captazione* delle particelle) deve risultare più alta della *velocità di fuga* delle particelle. D'altra parte, la velocità dell'aria all'ingresso nella cappa deve essere la minima possibile in relazione alla velocità richiesta nella zona di formazione della polvere.

Ciò premesso, ci proponiamo di determinare la portata d'aria necessaria per effettuare con successo l'aspirazione di una emissione mediante una cappa.

In linea generale, una volta scelto e dimensionato il tipo di cappa e averne stabilita la posizione rispetto alla sorgente inquinante, si possono presentare diversi casi (fig. 45.29).

1) È nota la portata d'aria occorrente Q e perciò si possono ricavare la velocità frontale v_0, la velocità v in corrispondenza dell'imbocco del condotto successivo alla cappa e, attraverso le curve di livello della velocità fuori della cappa oppure mediante la formula (45.42) o seguenti, la velocità v_c in corrispondenza della sorgente inquinante. Sovente la portata d'aria è approssimativamente conosciuta in base all'esperienza o ai dati forniti dalle case costruttrici di certi macchinari (si veda a titolo di esempio la tab. 45.XIV).

2) È data la velocità frontale dell'aria v_0 e da essa si risale alla portata d'aria Q, alla velocità fuori della cappa, alla depressione statica h_s ed alla velocità v all'imbocco del condotto successivo alla cappa. Per esempio, le tabelle 45.XV (ultima colonna) e 45.XVI forniscono le velocità di ingresso consigliate per la captazione di alcune emissioni di origine industriale.

$$Q = A_0 v_0 = 4CA\sqrt{h_s} = 4A\sqrt{h_v}$$

$$v_c = \frac{Q}{10x^2 + A_0}$$

$$v = 4C\sqrt{h_s} = 4\sqrt{h_v}$$

$$h_s = (1 + j)\frac{v^2}{16}$$

$$h_v = \frac{v^2}{16}$$

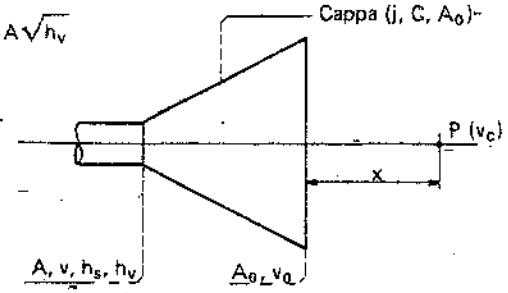


Fig. 45.29 – Parametri ed espressioni fondamentali per la progettazione di una cappa aspirante.

Tabella 45.XIV – Portata d'aria aspirata, depressione necessaria e diametro dei condotti aspiranti per alcuni impianti di fonderia.

Tipo di impianto	Diametro del condotto m	Depressione statica kg_f/m^2 (*)	Portata d'aria m^3/s
Granigliatrice *Pangborn* 3GO continua a berile	0,50	70	4,3
Granigliatrice *Pangborn* ES 385 continua	0,65	70	7,0
Forno fusorio ghisa da 18 t	1,10	120	17,5
Macchina per formatura anime in cassa d'anima calda *Sutter* a 2 stazioni	0,65	80	5,8

(*) 1 kg_f = 9,8 N

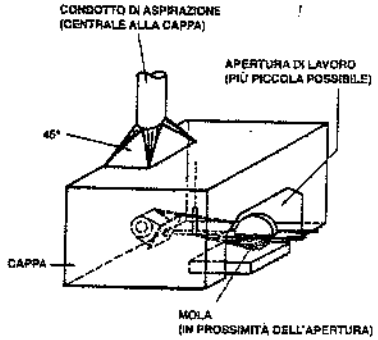
Tabella 45.XV – Valori minimi della velocità dell'aria per il controllo delle emissioni prodotte in alcune lavorazioni industriali.

Tipo d'industria	Impianto o lavorazione	Velocità dell'aria (m/s) in corrispondenza della sorgente	Velocità dell'aria (m/s) in corrispondenza dell'apertura della cappa
Lavorazione del marmo	Utensili pneumatici manuali	1	–
	Macchine per lavorazioni superficiali	7,5	–
	Utensili vari	–	7,5
Trasportatori di materiali alla rinfusa	Elevatori con testata parapolvere	–	2,5
	Trasportatori a nastro (punti di scarico)	–	1 (*)
Verniciatura a spruzzo	Cabina di verniciatura	–	0,25-1
	Metallizzazione a spruzzo:		
	piombo	1	–
	zinco	0,7	–
Lavorazione delle sabbie	Macchine insaccatrici	2	–
	Mescolatori	–	1
Galvanostegia	Cromatura	–	7,5
	Vasche di acidi e vapori	0,4-0,5	–
Feltrifici	Spazzolatura	1	–
	Macchine da taglio	2	–
Saldatura elettrica	Saldatura	1	–
Industrie estrattive	Frantoi (per minerali, pietre, ecc.)	–	1
	Vagli (racchiusi)	–	1 (**)

(*) Ovvero 0,5 m^3/s per metro di larghezza del nastro.
(**) Attraverso le aperture di ispezione.

Tabella 45.XVI – Velocità frontale dell'aria nelle cappe per mole pendolari.

Larghezza dell'apertura	Velocità frontale
mm	m/s
1200 ÷ 1800	0,5 ÷ 0,8
600 ÷ 750	1,2



3) È nota la velocità necessaria per "catturare" la polluzione prodotta (velocità di captazione v_c) ed allora si può valutare la velocità frontale v_0, la portata d'aria Q e la depressione statica h_s all'imbocco del condotto in cui sfocia la cappa. La tab. 45.XV già citata riporta (penultima colonna) alcuni valori della velocità v_c necessari per assicurare l'aspirazione di polveri, fumi, gas e vapori prodotti in alcune lavorazioni industriali.

4) È nota la velocità da assegnare all'aria nei condotti dell'impianto di aspirazione o, il che è lo stesso, la relativa pressione dinamica, e pertanto è possibile determinare la portata, la velocità di ingresso nella cappa e la velocità all'esterno di quest'ultima, nonché la depressione statica all'imbocco del condotto. La tab. 45.XVII elenca un certo numero di materiali polverosi e per ognuno indica le velocità di trasporto nei condotti.

5) È data la pressione statica h_s (e/o il diametro) all'inizio del condotto a cui si collega la cappa: così, a titolo di esempio, la tab. 45.XIV riporta, per determinate macchine, il diametro del condotto immediatamente successivo alla cappa e la depressione statica che deve essere assicurata all'imbocco dello stesso. In questo caso si può ricorrere al teorema di Torricelli, per il quale la portata d'aria è funzione della sezione A del condotto in cui sfocia la cappa, della depressione h_s e del coefficiente di ingresso C; ossia, per aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%:

(45.29) $$Q = 4\,C\,A\,\sqrt{h_s}$$

Ovviamente, l'aria sottratta all'ambiente dagli impianti di aspirazione deve essere reimmessa. Rileviamo in proposito che se non occorre una reintegrazione di aria superiore a circa un ricambio/ora, le condizioni ambientali sono sovente mantenute a livelli accettabili per effetto di imperfezioni di tenuta dei serramenti. Per un numero più elevato di ricambi/ora, è necessario prevedere una immissione integrativa. Questa però deve avvenire

Tabella 45.XVII – Valori della velocità dell'aria necessari per trasportare alcune emissioni industriali.

Polveri di	Velocità m/s
smerigliatrici	7÷10
rettificatrici	15÷20
fonderia (barilatrici, distaffatrici)	15÷22
scorie d'alto forno	15÷20
piombo	20÷25
cereali	15÷17
cuoio	15÷20
gomma	10÷12
granito	15÷20
carbone	18÷20
marmo	6÷10

senza che gli operatori siano sottoposti a correnti d'aria aventi velocità troppo elevate (14) e temperature troppo diverse dalla temperatura ambiente.

Citiamo i seguenti criteri da adottare in pratica per realizzare la reintegrazione artificiale dell'aria ambiente estratta dagli impianti di aspirazione:

- le prese d'aria esterne debbono essere previste in posizioni ed a distanze tali da escludere ricircolazioni apprezzabili;
- mediamente, l'aria di reintegro deve avere, nel periodo di riscaldamento, una differenza di temperatura superiore di almeno 4°÷5°C rispetto alla temperatura ambiente per $v \leq 0,5$ m/s: la differenza di temperatura può raggiungere valori tanto più elevati quanto maggiore è la velocità di immissione dell'aria. Nel periodo di eventuale raffrescamento, la sensibilità degli operatori alla velocità ed alla differenza di temperatura diventa una funzione assai complessa di vari fattori: modalità di immissione dell'aria nell'ambiente di lavoro; umidità relativa dell'aria a contatto con l'epidermide degli operatori; condizioni di termoregolazione fisiologica degli interessati (età, sesso, coibenza degli abiti, latitudine di provenienza, ecc.); il problema deve quindi essere affrontato caso per caso.

45.8. ELETTROVENTILATORI

La portata d'aria occorrente per aspirare le polluzioni atmosferiche è assicurata da elettroventilatori. Questi, in generale, si distinguono in due categorie principali:

- i ventilatori *centrifughi* o *radiali*;
- i ventilatori *elicoidali* o *assiali*.

I primi aspirano l'aria parallelamente al loro asse e la restituiscono in direzione radiale. I secondi aspirano e mandano l'aria in direzione assiale.

A parità di portata d'aria, i ventilatori centrifughi generano pressioni maggiori, sono più ingombranti e risultano meno rumorosi dei ventilatori elicoidali.

Principali caratteristiche degli elettroventilatori sono:

1) la portata d'aria Q (m^3/s); talvolta, il volume d'aria trasportato nell'unità di tempo si esprime in "normal metri cubi", vale a dire viene riferito allo stato normale dell'aria (0°C e 10^5 Pa); risulta:

$$Q\ (m^3/s) = (Nm^3/s)\cdot\frac{273+t}{273}$$

dove t è la temperatura dell'aria in gradi Celsius;

2) la prevalenza H in kg_f/m^2 (1 kg_f/m^2 = 9,8 Pa):

(45.48) $$H = h_s + h_v$$

essendo:

h_s = pressione statica (pressione manometrica misurata perpendicolarmente alla direzione del flusso) necessaria per vincere le resistenze del circuito;

h_v = pressione dinamica o energia cinetica dell'aria alla bocca di uscita del ventilatore;

(14) Affinché l'immissione dell'aria non risulti fastidiosa, è bene che la velocità v a contatto dell'operatore non superi 0,3÷0,5 m/s, in relazione alla differenza di temperatura (+1°÷+5°C) tra l'aria immessa e quella ambiente.

3) La potenza assorbita N (kW):

$$N = \frac{Q \cdot H}{102\,\eta} \tag{45.49}$$

dove η è il rendimento totale del ventilatore.

Mentre la portata di un ventilatore non varia con la temperatura dell'aria, le altre due caratteristiche variano con la temperatura proporzionalmente al peso specifico γ (kg_f/m^3):

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

essendo $\gamma = 1.293\,\frac{273}{(273+t)}$ per aria secca a t°C e a 10^5 Pa.

Inoltre, a peso specifico dell'aria costante, le tre caratteristiche dei ventilatori variano con la velocità di funzionamento n secondo le espressioni:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \qquad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

La regolazione dei ventilatori (cioè la variazione della portata d'aria resa) può essere ottenuta:
- variando la velocità di funzionamento mediante motore a corrente continua o a doppia polarità oppure mediante giunto oleodinamico;
- installando sul lato aspirazione una serranda a palette multiple radiali;
- inserendo nel circuito una resistenza addizionale (per esempio, una serranda sul lato mandata).

Se le polveri assorbite sono infiammabili od esplosive, si ricorre a ventilatori con pale in leghe di alluminio o altri metalli non ferrosi (quelle di acciaio potrebbero dar luogo a scintille); inoltre, si deve prevedere la messa a terra.

Quando il materiale aspirato passa attraverso il ventilatore, occorre che questo abbia particolari caratteristiche: così, la girante avrà pale aperte nel caso di fibre di cotone, trucioli, ecc. (al fine di evitare intasamenti); la macchina sarà costruita in leghe speciali (per ridurre l'usura) nel caso di polveri abrasive; e così via. Se l'impianto di depurazione è installato a monte del ventilatore, tali precauzioni assumono minore importanza; non vanno però trascurate del tutto, in relazione all'efficienza di depurazione dell'impianto stesso.

Ventilatori centrifughi

Le parti costituenti fondamentali dei ventilatori centrifughi sono (fig. 45.30):
- la girante;
- il boccaglio o cono di aspirazione;
- il diffusore a chiocciola.

La girante aspira il fluido dalla bocca di entrata e gli imprime una spinta centrifuga e quindi energia cinetica che si trasforma poi in energia statica. Il boccaglio di aspirazione provvede a far pervenire il fluido alla girante in condizioni ottimali: in particolare, riducendo al minimo l'urto del fluido entrante contro le pale della girante.

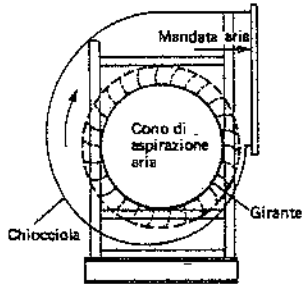


Fig. 45.30 – Ventilatore centrifugo.

Le giranti dei ventilatori centrifughi hanno pale di forme svariate; le più impiegate sono le seguenti:

a) pale curve rovesce (fig. 45.31): sono caratterizzate da buoni rendimenti (0,80÷0,90) e sono impiegate preferibilmente per il trasporto di aria e gas puliti (la presenza di polvere potrebbe dar luogo a depositi sul retro delle pale, sbilanciando il complesso);

b) pale diritte radiali (fig. 45.32): caratterizzate da rendimenti compresi fra 0,65 e 0,75, sono particolarmente adatte per il trasporto di aria polverosa (il distacco delle particelle avviene più facilmente che non nel caso di pale curve); quando l'aria che perviene al ventilatore contiene trucioli, carta, filacce, ecc., le pale vengono rinforzate sul retro e la girante è sprovvista di disco anteriore (fig. 45.33): il rendimento scende a 0,55÷0,65;

c) pale ad entrata curva e uscita radiale (fig. 45.34): rappresentano un'ottima soluzione contro i depositi polverosi; il loro rendimento è leggermente superiore a quello delle pale diritte radiali (0,70÷0,75).

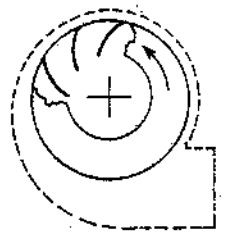


Fig. 45.31 – Girante con pale curve rovesce.

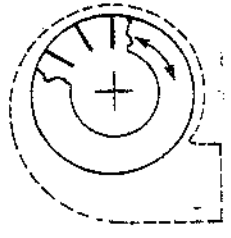


Fig. 45.32 – Girante con pale a entrata e uscita radiale.

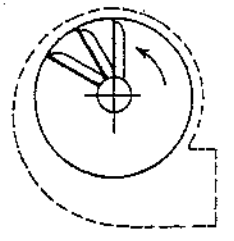


Fig. 45.33 – Girante aperta.

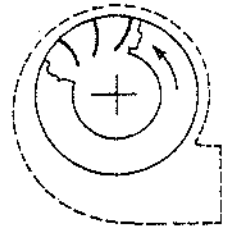


Fig. 45.34 – Girante con entrata curva e uscita radiale.

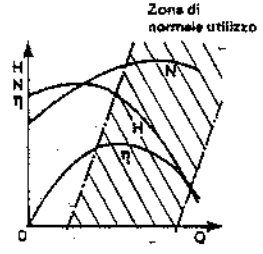


Fig. 45.35 – Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo.

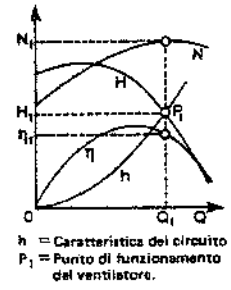


Fig. 45.36 – Determinazione del punto di funzionamento di un ventilatore centrifugo.

La fig. 45.35 fornisce le curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo funzionante a velocità costante. Sovrapponendo alle curve caratteristiche di più ventilatori la caratteristica del circuito (fig. 45.36), si individua la macchina più adatta allo scopo.

La prevalenza massima raggiungibile con i ventilatori centrifughi è di 1500 kg_f/m^2; normalmente non si superano 500 kg_f/m^2 (≈ 5000 Pa).

Le normali forme costruttive dei ventilatori centrifughi sono legate alla posizione

della bocca di mandata e presentano 16 combinazioni diverse (fig. 45.37): infatti, le posizioni normali della bocca premente variano da 0° a 315° (di 45° in 45°) e ad ognuna delle otto posizioni della bocca premente corrispondono due posizioni della bocca aspirante. La rotazione del ventilatore è definita oraria o antioraria a seconda del senso di rotazione della girante vista dal lato aspirazione.

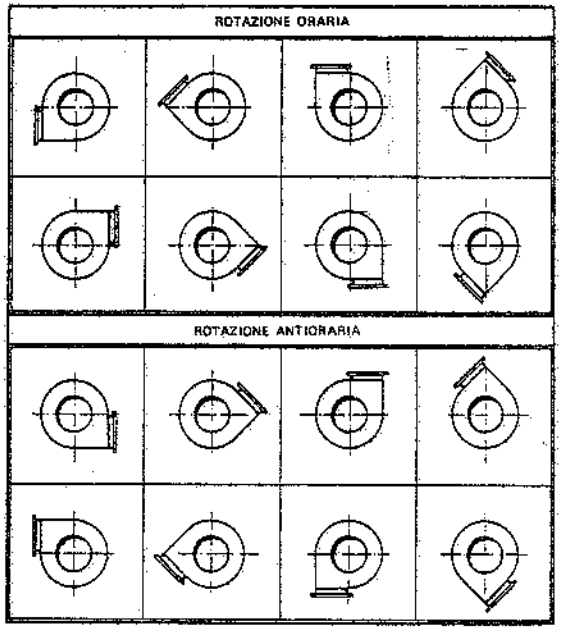


Fig. 45.37 – Orientamenti delle bocche di mandata (viste dal lato delle bocche di aspirazione).

I ventilatori centrifughi hanno una o due bocche di aspirazione (fig. 45.38): nel secondo caso, a parità di diametro, velocità, peso specifico e pressione totale, il ventilatore ha portata doppia ed assorbe potenza doppia rispetto al ventilatore a semplice aspirazione.

L'accoppiamento fra il ventilatore ed il motore elettrico può essere del tipo diretto ma, più spesso, è attuato mediante giunto semielastico oppure cinghie trapezoidali.

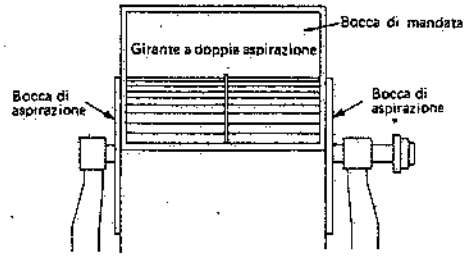


Fig. 45.38 – Ventilatore centrifugo a doppia aspirazione.

Ventilatori elicoidali

Gli elementi fondamentali dei ventilatori assiali sono (fig. 45.39):
- la girante;
- la cassa o tamburo con eventuale boccaglio o cono di aspirazione sull'entrata e diffusore sull'uscita;
- le pale direttrici a valle (o a monte) della girante.

Queste ultime hanno lo scopo di "raddrizzare" la corrente recuperando parte dell'energia della componente rotazionale del fluido, presente in genere all'uscita delle pale. Quando il ventilatore aspira da un ambiente, occorre applicare, a monte della girante, un boccaglio avente lo scopo di ridurre le perdite d'imbocco e di assicurare un efflusso regolare dell'aria. Il boccaglio non è più necessario quando il ventilatore aspira da una tubazione. La funzione dell'eventuale diffusore a valle della girante consiste nel trasformare parte della pressione dinamica esistente a valle dei raddrizzatori in pressione statica. Sempre nel caso di ventilatori installati su tubazioni, al fine di consentire l'accesso alla girante ed ai relativi cuscinetti senza smontare l'intero ventilatore, si realizza sovente l'involucro esterno apribile per circa metà della sua circonferenza (fig. 45.40.a) oppure si installa l'intero gruppo motore-girante sulla parte apribile dell'involucro (fig. 45.40.b).

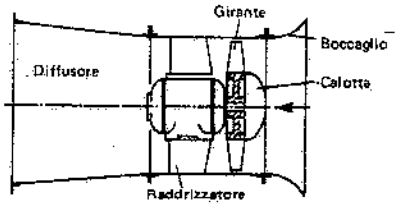


Fig. 45.39 – Ventilatore assiale.

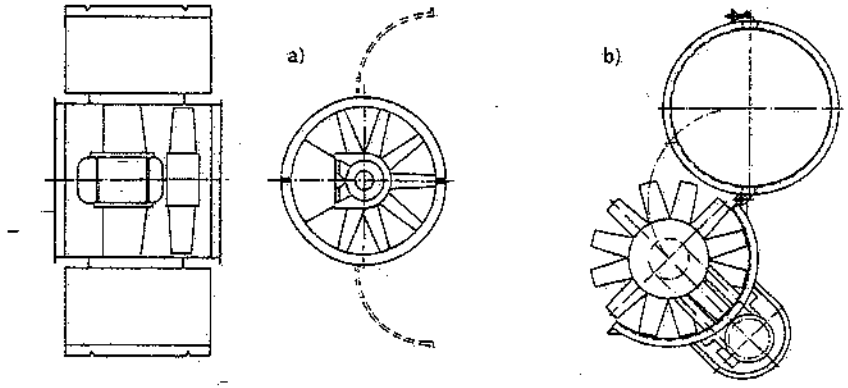


Fig. 45.40 – Ventilatori assiali installati su tubazioni: a) gruppo rotante accessibile attraverso sportelli apribili; b) gruppo rotante fissato a uno sportello apribile.

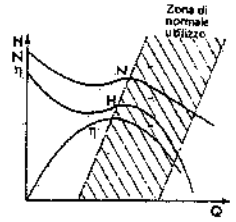


Fig. 45.41 – Curve caratteristiche di un ventilatore elicoidale.

Le pale dei ventilatori elicoidali possono essere fisse oppure orientabili a girante ferma o in moto (quest'ultima alternativa è adottata solo nei ventilatori di maggior portata): la loro inclinazione è stabilita dalle prestazioni richieste, dal diametro della girante e dalla velocità periferica di questa.

La fig. 45.41 riporta le curve caratteristiche di un ventilatore assiale: la caratteristica prevalenza-portata dipende dall'inclinazione delle pale rispetto al loro piano di rotazione. In ogni caso, la potenza assorbita cresce al diminuire della portata.

Quando sussistono problemi di rumorosità, non conviene superare velocità tangenziali superiori a 20 m/s.

La prevalenza dei ventilatori elicoidali raggiunge al massimo 200 kg_f/m^2 (≈ 2000 Pa).

L'accoppiamento ventilatore-motore può essere del tipo diretto (il motore è pertanto immerso nel flusso d'aria) oppure assicurato a mezzo di cinghie.

La fig. 13.21 mostra un'applicazione classica dei ventilatori elicoidali: l'estrazione (in altri casi, l'immissione) di aria dagli ambienti di lavoro.

45.9. ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI ASPIRAZIONE

In sintesi, il progetto di un impianto di aspirazione si affronta, nel caso più generale, sviluppando la seguente procedura:

1) si individua il layout dei condotti;
2) si disegnano le varie cappe, in modo da poterne stimare il coefficiente di ingresso;
3) si calcola la portata d'aria nelle singole cappe;
4) si dimensionano i vari condotti e si determinano le velocità dell'aria negli stessi;
5) si valutano la prevalenza e la portata d'aria totali richieste al ventilatore, risalendo poi alla potenza assorbita dal motore dello stesso.

Il calcolo deve partire dalla cappa più lontana e procedere attraverso il condotto principale e le derivazioni fino al ventilatore.

Per il dimensionamento dei condotti, si considera la portata d'aria occorrente e si impone $A \leq Q/v$.

Converrà naturalmente considerare alcuni diametri in alternativa, fra i quali, dopo aver calcolato le perdite di carico totali nel circuito e la potenza assorbita dal motore del ventilatore, si sceglierà quello più conveniente.

La resistenza totale di un impianto di aspirazione eguaglia la somma delle perdite dovute a:

– ingresso nella cappa;
– resistenza nei condotti, ivi comprese curve, innesti nel condotto principale, raccordi;
– perdite nell'eventuale depuratore;
– resistenza nel condotto fra depuratore (eventuale) ed elettroventilatore;
– resistenza nel condotto di scarico a valle dell'elettroventilatore;
– massima altezza cinetica nel sistema.

Già si è visto come si determina la perdita di carico in una cappa caratterizzata da un'area di imbocco A_o, coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j noti.

Le perdite di carico nei condotti dovute alle resistenze di attrito possono essere calcolate utilizzando la fig. 45.12 oppure mediante le formule (45.37) o (45.38): infatti, per ognuno dei diametri considerati in alternativa, risulta nota la sezione dei condotti e la velocità dell'aria negli stessi.

Le perdite in curve, raccordi, giunzioni, ti, riduzioni, ecc. sono facilmente determinabili considerando le rispettive lunghezze equivalenti oppure le perdite di carico corrispondenti ad ogni resistenza accidentale (v. la tab. 45.XII per le prime e la tab. 45.XIII per le seconde).

Applichiamo il procedimento ad un caso pratico, ad esempio quello schematizzato in fig. 45.42. Come si vede, si tratta di un impianto destinato ad assicurare l'aspirazione da tre punti diversi, corrispondenti ad altrettante macchine.

I diametri dei tre condotti secondari (a sezione circolare) e le depressioni statiche agli imbocchi degli stessi siano stati scelti in via preliminare (e provvisoria) in base all'esperienza oppure seguendo le indicazioni dei fornitori delle macchine o ancora ricorrendo a tabelle del tipo di quelle riportate nelle pagine precedenti.

Il coefficiente di ingresso relativo a ciascuna delle tre cappe aspiranti sia stato valutato dopo aver definito la forma delle stesse e, ad esempio, utilizzando le indicazioni fornite dalla fig. 45.27 o simili: il diagramma di fig. 45.28 consente, una volta noto il coefficiente C, di ricavare il fattore di perdita di carico j.

In definitiva, i dati di partenza per la soluzione del problema siano quelli raccolti nella tab. 45.XVIII. Le lunghezze dei vari condotti, le curve, i ti, in una parola le

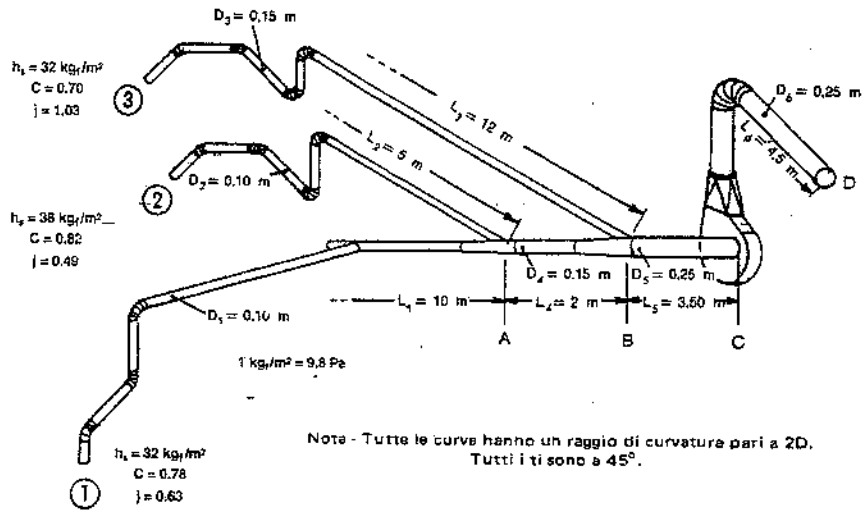


Fig. 45.42 – Layout e parametri caratteristici di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da tre macchine.

Tabella 45.XVIII – Dati di partenza per il dimensionamento dell'impianto di fig. 45.42.

Macchina N.	Coefficiente di ingresso m	Coefficiente di ingresso C	Perdita di carico all'ingresso j	Depressione di statica kg$_f$/m²
1	0,100	0,78	0,63	32
2	0,100	0,82	0,49	38
3	0,125	0,70	1,03	32

Curve : R ≈ 2D
Ti : a 45°
Aumenti di sezione: $\beta < 5°$
1 kg$_f$/m² = 9,8 Pa

– caratteristiche dell'impianto, sono evidenziate nella fig. 45.42.

Consideriamo dapprima il tratto di condotto compreso fra la macchina più lontana (cioè la macchina 1) e il ti contrassegnato in fig. 45.42 con la lettera A ed esprimiamo le varie cadute di pressione in termini di altezza cinetica h_v:

– perdita di carico nella cappa dell'ingresso 1: per la (45.46) risulta:

$$h_s = (1+j)\cdot h_v = (1+0{,}63)\cdot h_v = 1{,}63\, h_v$$

– perdita di carico nei 10 m del condotto 1-A di D = 0,10 m: in base alla formula (45.37) ed alla tab. 45.XI si ricava:

$$\lambda' \frac{L}{D} h_v = 0{,}02 \frac{10}{0{,}10} h_v = 2\, h_v$$

– perdita di carico nelle 3 curve del condotto 1-A (tab. 45.XIII):

$$3 \cdot 0{,}20\, h_v = 0{,}60\, h_v$$

– perdita di carico nei 2 ti del condotto 1-A (tab. 45.XIII):

$$2 \cdot 0{,}20\, h_v = 0{,}40\, h_v$$

– perdita di carico totale nel condotto 1-A:

$$4{,}63\, h_v \ (kg_f / m^2)$$

D'altra parte, in corrispondenza dell'ingresso nel condotto 1, h_s è nota, per cui, in quel punto

$$1{,}63\, h_v = h_s = 32\ kg_f / m^2$$

Se ne deduce che

$$h_v = \frac{32}{1{,}63} = 19{,}6\ kg_f / m^2$$

cosicché la h_s in A vale

$$h_s = 4{,}63 \cdot 19{,}6 = 91\ kg_f / m^2$$

Dalla $h_v = \frac{v^2}{16}$ è poi possibile ricavare la velocità dell'aria nel condotto

$$v = 17{,}7\ m/s$$

e poiché

$$A = 0{,}00785\ m^2$$

$$Q = 0{,}00785 \cdot 17{,}7 = 0{,}139\ m^3/s.$$

Si procede analogamente per gli altri tronchi di condotto dell'impianto: i relativi calcoli sono riportati nella tabella riepilogativa 45.XIX.

Ancora con riferimento al tronco di condotto 1-A, se anziché h_s all'inizio del condotto si fosse conosciuta, per esempio in base all'esperienza, la velocità che l'aria deve avere nel condotto per assicurare l'aspirazione della polluzione prodotta dalla macchina 1, si sarebbero potuti impostare i calcoli nel modo seguente.

Supponendo, in via preliminare, v = 18 m/s, risulterebbero:

– depressione all'inizio del condotto:

$$h_s = (1+j)\frac{v^2}{16} = 33\ kg_f / m^2$$

– perdita di carico nei 10 m del condotto 1-A di D = 0,10 m (fig. 45.12):

$$h_s = 48\ kg_f / m^2$$

– perdita di carico nelle 3 curve e nei 2 ti del condotto 1-A: si consideri la corrispondente lunghezza equivalente (tab. 45.XII)

$$L_{eq} = 5 \cdot 10 \cdot 0{,}10 = 5\ m$$

Tabella 45.XIX – Calcoli relativi all'impianto di aspirazione di cui alla fig. 45.42.

N.	Parte dell'impianto	Descrizione	Caduta di pressione statica h_s/h_v	Caduta di pressione statica h_s (kg_f/m^2)	Pressione statica nel condotto princip. (kg_f/m^2)	Portate nei condotti (m^3/s): secondari	Portate nei condotti (m^3/s): principali
1	Condotto da 1 ad A	Ingresso: C = 0,78; j = 0,63	1,63	32			
2		Condotto (10 m): $0{,}02 \cdot \frac{10}{0{,}10}$ =	2,00				
3		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
4		Ti (n. 2): 2 · 0,20 =	0,40				
5		Perdita di carico da 1 ad A =	4,63				
6		$h_v = \frac{32}{1{,}63} = 19{,}6$; v = 17,7 m/s					
7		h_s in A: 4,63 · 19,6 =		91	91		
8		Q = 0,00785 · 17,7 =				0,139	
9	Condotto da 2 ad A	Ingresso: C = 0,82; j = 0,49	1,49	41 (1)			
10		Condotto (5 m): $0{,}02 \frac{5}{0{,}10}$ =	1				
11		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
12		Ti in A (n. 1): 1 · 0,20 =	0,20				
13		Perdita di carico da 2 ad A =	3,29				
14		h_s in A =			91		
15		$h_v = \frac{91}{3{,}29} = 27{,}6$; v = 21 m/s					
16		Q = 0,00785 · 21 =				0,165	
17	Condotto principale da A a B	Condotto (2 m):		4,4			0,304
18		Ti in B (n. 1): 1 · 0,18 =	0,18	3,3 (2)			
19		$v = \frac{0{,}304}{0{,}0177} = 17{,}2$; $h_v = 18{,}5$					
20		Perdita di carico da A a B =		7,7			
21		h_s in B =			98,7		
22	Condotto da 3 a B	Ingresso: C = 0,70; j = 1,03	2,03	47,3			
23		Condotto (12 m): $0{,}018 \frac{12}{0{,}15}$ =	1,44				
24		Curve (n. 3): 3 · 0,20 =	0,60				
25		Ti in B (n. 1): 1 · 0,18 =	0,18				
26		Perdita di carico da 3 a B =	4,25				
27		h_s in B =			98,7		
28		$h_v = \frac{98{,}7}{4{,}25} = 23{,}2$; v = 19,3 m/s					
29		Q = 0,0177 · 19,3 =				0,342	
30	Condotto principale da B a C	Condotto (3,5 m):		2,4			0,646
31		Perdita di carico da 1 a C (depressione al ventilatore), h_s in C =			101,1		
32		Portata del ventilatore =					0,646
33	Condotto di scarico C – D	Condotto (4,5 m):		3,1			0,646
34		Curva (n. 1): 1 · 0,20 =	0,20	2,2			
35		$v = \frac{0{,}646}{0{,}049} = 13{,}2$ m/s; $h_v = 10{,}9$					
36		Perdita di carico da C a D =		5,3			
37	Ventilatore	Contropressione del ventilatore (in base all'esperienza) =		13			
38		h_s in C =			18,3		
39	Potenza assorbita	$p = \frac{0{,}646 \cdot 119{,}4}{102 \cdot 0{,}6} = 1{,}26$ kW	Si adotta un motore elettrico serie unificata MEC/IEC da 1,5 kW in c.c. tipo chiuso (IP 55).				

(1) Prodotto di (1 + j) = 1,49 (riga 9) per la h_v = 27,6 (riga 15).
(2) Prodotto di 0,18 (riga 18) per h_v = 18,5 (riga 19).

per cui la relativa perdita di carico vale

$$h_s = 24 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

Perdita di carico totale nel condotto 1-A:

$$h_s = 105 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

Inoltre:

$$Q = 0{,}00785 \cdot 18 = 0{,}141 \text{ m}^3/\text{s}$$

e poiché in corrispondenza dell'ingresso 1

$$h_s = 1{,}63\, h_v = 33$$

risulta

$$h_v = \frac{33}{1{,}63} = 20{,}2 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

per cui la perdita di carico in A espressa in funzione di h_v vale

$$\frac{105}{20{,}2} h_v = 5\, h_v$$

Analogamente per gli altri tronchi di condotto.

Ritorniamo alla tabella riepilogativa 45.XIX. Poiché le correnti d'aria provenienti dalle macchine 1 e 2 si riuniscono in A, in questo punto la pressione è la stessa e pertanto sono uguali le cadute di pressione dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 1 al punto A e dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 2 allo stesso punto A.

Perciò la perdita di carico (che nell'esempio di cui alla tab. 45.XIX è espressa in termini di altezza cinetica) nel tratto di condotto 2-A può considerarsi determinata. È allora possibile valutare la velocità e la portata d'aria in quel tronco.

Inoltre, procedendo a ritroso lungo il tronco di condotto A-2, si può risalire al valore della depressione che si produce nella cappa della macchina 2. Sovente tale depressione risulta diversa da quella considerata preventivamente (per esempio, nel caso in esame, la depressione nella cappa della macchina 2 è pari a 41 kg_f/m^2, mentre il valore assunto in base all'esperienza e riportato nella tabella dei dati di partenza era di 38 kg_f/m^2, inferiore quindi alla depressione che si ha in realtà). Il modo migliore per annullare tali differenze di pressione è quello di ridurre o aumentare le resistenze lungo il condotto: nell'esempio di cui sopra, si tratta di ridurre le resistenze fra 2 ed A.

In base ai calcoli effettuati, risultano definite la portata di aria, la prevalenza totale e la potenza elettrica assorbita dal motore del ventilatore.

45.10. IMPIANTI DI DEPURAZIONE DELL'ARIA DA POLVERI E FUMI

La funzione degli impianti di depurazione è di sottrarre le polluzioni al flusso d'aria che le ha aspirate dagli ambienti di lavoro o dalle fonti inquinanti, scaricando l'aria in condizioni di purezza accettabili o comunque non dannose. Quando le polluzioni sono costituite da polveri o fumi, tale separazione è ottenuta con *impianti di depurazione* del tipo *a secco* oppure *a umido*.

Si definisce *efficienza* di un impianto di depurazione il rapporto fra la quantità di inquinante trattenuta dall'impianto stesso e la quantità totale presente nell'aria prima della depurazione. In pratica, si fa sovente riferimento alla quantità di inquinante rimasta nell'aria a valle dell'impianto (normalmente misurata, se si tratta di polveri, in mg/Nm^3 di gas), stante la difficoltà di misurare la concentrazione della polluzione a monte del depuratore.

Impianti di depurazione a secco

Comprendono, fra gli altri, i seguenti tipi di depuratori:

a) ***meccanici***, fra i quali citiamo:
- le camere di sedimentazione;
- i separatori a urto;
- i cicloni ed i multicicloni.

Le *camere di sedimentazione* (fig. 45.43) rappresentano il tipo più semplice di depuratore: consistono in una camera di dimensioni tali da ridurre la velocità dell'aria e consentire la sedimentazione delle particelle di polvere per gravità.

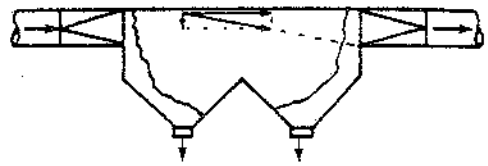


Fig. 45.43 – Camera di sedimentazione o separatore a gravità.

Per ottenere una buona separazione delle polveri dall'aria, occorre quindi disporre di camere molto grandi oppure avere a che fare con particelle sufficientemente pesanti. Pertanto, anche se la loro costruzione è semplice e poco costosa, le camere di sedimentazione sono poco usate a causa della bassa efficienza di separazione e del notevole ingombro.

La loro applicazione è limitata, in genere, alla separazione delle particelle più grossolane (superiori a 50÷100 μm) a monte di impianti di depurazione più efficienti.

I *separatori a urto* (fig. 45.44) determinano, grazie ad appositi deflettori, una brusca variazione di direzione della corrente gassosa: conseguentemente, la maggior inerzia della polvere provoca la sua separazione dall'aria. Le particelle che si possono trattenere nei separatori a urto hanno una granulometria media superiore a 20÷50 μm.

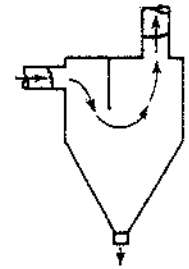
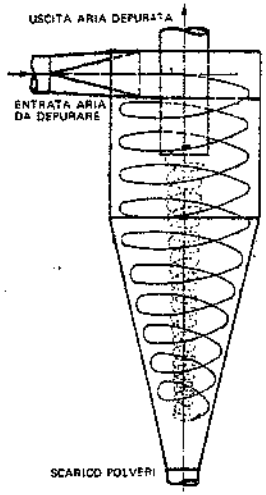


Fig. 45.44 – Separatore a urto o ad inerzia d'urto.

Essenzialmente, un *ciclone* (fig. 45.45) consiste in un cilindro con una entrata tangenziale, una uscita assiale verso l'alto e una parte inferiore di forma conica dotata di apparecchiatura per lo scarico delle polveri trattenute (v. capitolo 29).

La posizione tangenziale dell'apertura di ingresso nel ciclone e l'alta velocità dell'aria provocano un moto circolare del flusso gassoso: conseguentemente, le particelle, a causa della maggior inerzia, precipitano lungo le pareti del separatore. L'aria invece segue dapprima una spirale discendente per poi risalire assialmente verso l'uscita.

Poiché l'efficacia della forza centrifuga diminuisce all'aumentare del diametro del ciclone (v. § 45.5.II), quando le portate d'aria inquinata sono elevate, anziché maggiorare le dimensioni del ciclone si ricorre a più cicloni disposti in parallelo (fig. 45.46).



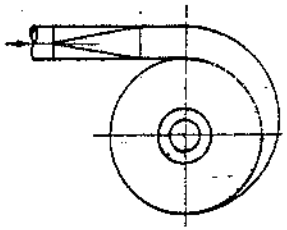


Fig. 45.45 – Depuratore a ciclone.

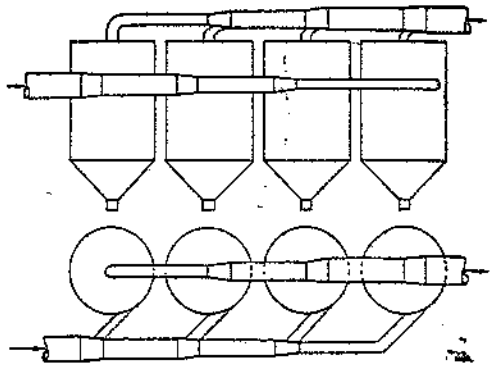


Fig. 45.46 – Depuratore multiciclonico.

A fronte di un costo di acquisto e di esercizio relativamente modesto, i depuratori a ciclone non sono adatti per separare polluzioni aventi una granulometria media inferiore a 10μm e raggiungono efficienze di separazione non molto elevate (80% circa per particelle aventi una granulometria media di 30μm; come massimo si può arrivare al 90% nel caso dei multicicloni); per questi motivi sono sovente installati a monte di impianti di depurazione aventi più elevate efficienze.

b) ***a maniche o a tessuto.***

Consistono essenzialmente in:

- una *camera* a struttura metallica contenente il sistema filtrante, con sottostanti tramogge atte a raccogliere e ad evacuare, attraverso apposite apparecchiature (valvole rotanti, coclee, ecc.), le polveri separate dalla corrente gassosa (15);
- un *sistema filtrante* costituito da una serie di maniche tubolari o "a sacco", confezionate con tessuti scelti in relazione alle caratteristiche chimico-fisiche del fluido da depurare; si impiegano tessuti in fibre naturali (cotone, lana), sintetiche (nylon, orlon, dacron, nomex e simili) o minerali (fibre di vetro);
- un *dispositivo di pulizia* atto a rimuovere le particelle trattenute dalle maniche del sistema filtrante: i dispositivi più frequentemente impiegati sono del tipo a scuotimento meccanico delle maniche o ad insufflazione di aria in senso opposto a quello del fluido da depurare; tali sistemi richiedono che, durante le operazioni di pulizia, il flusso dell'aria polverosa si interrompa; per ovviare a tale inconveniente si adottano sovente altri dispositivi, detti *a pulizia continua*, i quali alimentano getti d'aria ad alta pressione sulla superficie pulita delle maniche, in modo da rimuovere particelle depositatesi sulla superficie opposta. Per non interrompere il funzionamento dell'impianto di depurazione, l'operazione di pulizia (attuata con uno dei metodi suddetti) interessa in successione gruppi parziali di maniche.

La scelta del dispositivo di pulizia dipende in modo particolare dalle caratteristiche chimico-fisiche delle particelle da separare (granulometria, temperatura, ecc.).

Nell'impianto di fig. 45.47, l'aria e la polvere in essa contenuta vengono immesse, attraverso una condotta (in pressione o in depressione), in una camera sottostante ai filtri a maniche veri e propri; in tale camera avviene – per gravità – una prima separazione delle particelle più grandi o più pesanti. La restante polluzione è trascinata dall'aria dentro le maniche e qui trattenuta (sulla superficie interna del tessuto); la corrente gassosa depurata prosegue invece il cammino verso l'apposita condotta di uscita dal filtro.

I depuratori a tessuto sono adatti per inquinanti aventi granulometria anche molto piccola (inferiore al micrometro), per i quali raggiungono efficienze di separazione elevate (in certi casi di poco inferiori al 100%).

Ciò significa, in pratica, che essi possono garantire emissioni inferiori a 50 mg/Nm^3; sovente si sono rilevate concentrazioni residue di 20÷30 mg/Nm^3.

c) ***elettrostatici.***

La polluzione viene fatta passare attraverso un campo elettrostatico ad alta tensione formato da due gruppi di elettrodi, di cui quello negativo è carico, mentre quello positivo è posto a terra. In tale campo, le particelle ricevono una carica negativa, dopo di che sono attratte verso l'elettrodo positivo.

Si hanno depuratori elettrostatici *a piastre* e a *tubi*. I primi (fig. 45.48) consistono, schematicamente, in una camera a sezione rettangolare con struttura metallica contenente un certo numero di piastre disposte parallelamente e a distanza costante, funzionanti come elettrodi posti a terra; nello spazio compreso fra le piastre è sospesa verticalmente una serie di fili (16) ad alto

(15) La polvere separata dai filtri a maniche può essere raccolta in sili o tramogge oppure trasformata in palline sferoidali mediante apposite macchine granulatrici.

(16) Può trattarsi di elettrodi a profilo costante per tutta la loro lunghezza oppure di punti di emissione, aventi forme svariate, fissati su appositi elementi portanti (fig. 45.49.a) o ancora di tubi dotati di bracci sopportanti i punti di emissione (fig. 45.49.b).

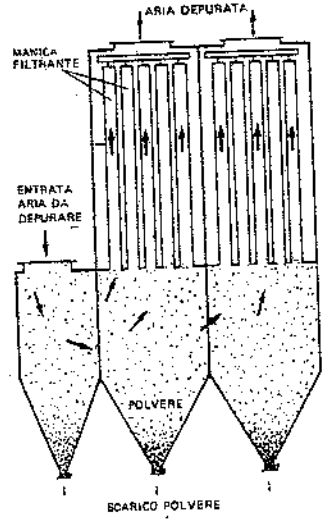


Fig. 45.47 – Depuratore a maniche.

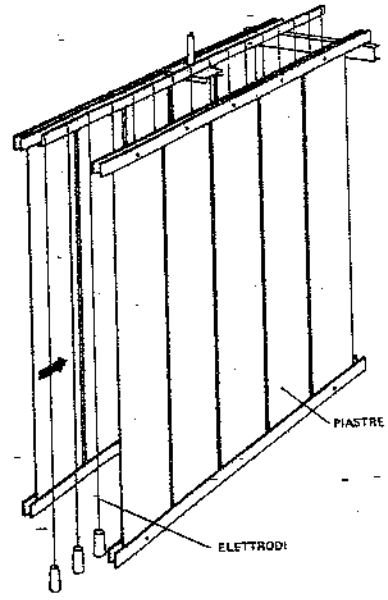


Fig. 45.48 – Schema di depuratore elettrostatico a piastre.

potenziale negativo: il gas da depurare passa tra i fili emettitori e le piastre e l'inquinante si deposita su queste ultime. Impulsi meccanici comandati automaticamente fanno vibrare le piastre rimuovendo la polvere.

I depuratori elettrostatici a tubi (fig. 45.50) consistono in una serie di tubi, generalmente a sezione poligonale, racchiusi in un apposito involucro metallico, dentro i quali fluisce – dal basso verso l'alto – il gas da depurare. Lungo l'asse di tali tubi sono sospesi, sotto forma di fili, gli elettrodi di carica, mentre i tubi costituiscono gli elettrodi collettori della polvere. La polluzione depositata sulla superficie interna dei tubi viene rimossa facendo passare in essi un flusso d'acqua.

Con polveri aventi una granulometria superiore al micrometro, i filtri elettrostatici assicurano efficienze di depurazione dello stesso ordine di grandezza di quella dei filtri a maniche. I residui di polvere nell'aria depurata variano mediamente da 20 a 60 mg/Nm^3 (a seconda del tipo e della composizione dell'emissione trattata). Comportano, ovviamente, alti costi di investimento e di esercizio.

Tanto i depuratori a piastre quanto quelli a tubi vengono suddivisi in più sezioni, in modo che sia possibile intercettare una sezione alla volta per rimuovere la polvere senza dover interrompere il funzionamento dell'impianto e, ovviamente, senza che l'efficienza di filtrazione ne risenta.

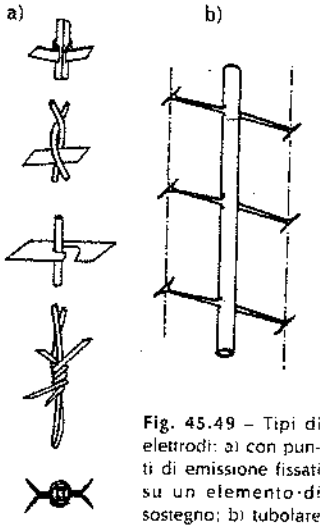


Fig. 45.49 – Tipi di elettrodi: a) con punti di emissione fissati su un elemento di sostegno; b) tubolare con bracci portanti i punti di emissione.

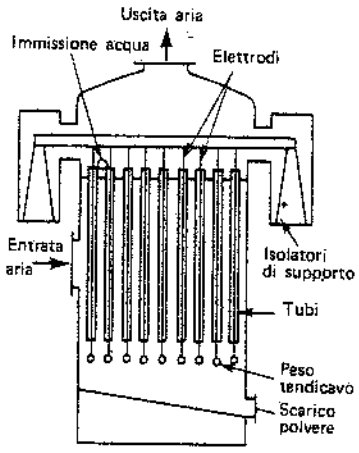


Fig. 45.50 – Depuratore elettrostatico a tubi.

Impianti di depurazione a umido

I depuratori a umido disponibili sul mercato differiscono gli uni dagli altri sia come funzionamento sia come grado di efficienza. Tutti però prevedono un lavaggio dell'aria inquinata con un liquido (di solito acqua) che sottrae le particelle in essa contenute. Tali depuratori hanno un vasto campo di applicazione, ivi compresa la depurazione di gas ad alta temperatura o ad elevato tenore di umidità oppure contenenti particelle con proprietà adesive.

Apposite vasche di sedimentazione provvedono alla separazione delle polluzioni dall'acqua di lavaggio e consentono anche il recupero ed il ricircolo di buona parte di tale acqua.

I tipi di depuratori a umido più usati sono i seguenti:

A) Idrofiltri ad azione centrifuga

La fig. 45.51 si riferisce ad uno di tali depuratori: una torre cilindrica contiene una serie di settori costituiti da alette direttrici lambite da una pioggia d'acqua che cade dall'alto. L'aria entra nella parte inferiore della torre da una apertura tangenziale che le imprime un moto circolare; subisce perciò una prima azione volta a rimuovere le particelle più grossolane. Successivamente, la corrente fluida attraversa i vari settori separatori, dove avviene la vera e propria azione di lavaggio. Infine, incontra un "separatore di gocce" che trattiene le particelle d'acqua in sospensione, evitando che le stesse vengano trascinate all'esterno con il gas depurato.

I depuratori a umido ad azione centrifuga sono adatti per filtrare gas contenenti fino al 25% di polvere con granulometria media inferiore a 10 μm. È possibile ottenere efficienze di separazione del 95÷98% (17). Il fabbisogno di acqua varia di solito da 300 a 500 litri ogni 1000 m^3 di aria aspirata.

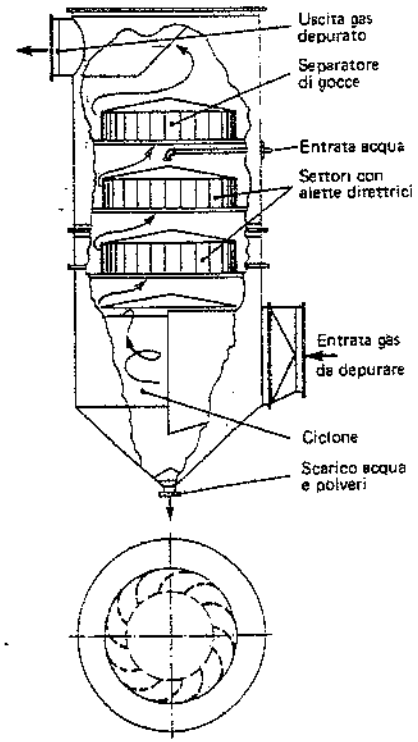


Fig. 45.51 – Depuratore a umido ad azione centrifuga.

B) Filtri Venturi (fig. 45.53)

Il principio di funzionamento consiste nel far passare le polluzioni in una gola a sezione ridotta (fig. 45.54) così da elevarne la velocità fino a 20÷50 m/s; nella stessa gola si immette una certa quantità di acqua perpendicolarmente alla corrente gassosa: l'elevata velocità del gas polverizza l'acqua e le varie goccioline incorporano una o più particelle di inquinante. Dopo il Venturi, la velocità del gas diminuisce

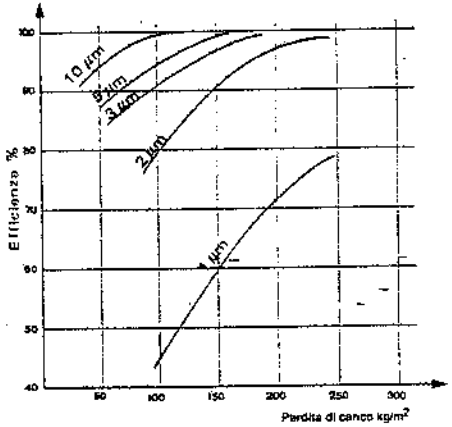
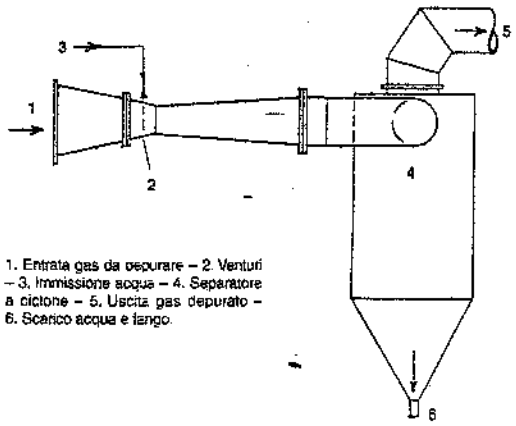


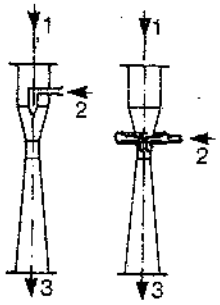
Fig. 45.52 – Diagramma dell'efficienza di un idrofiltro ad azione centrifuga.

(17) La fig. 45.52 riporta un diagramma efficienza di filtrazione-granulometria della polvere (costituita prevalentemente da sabbia silicea, nero fumo e bentonite) relativo a un idrofiltro ad azione centrifuga: come si può rilevare, l'efficienza di separazione dipende dalle dimensioni delle particelle.



1. Entrata gas da depurare – 2. Venturi – 3. Immissione acqua – 4. Separatore a ciclone – 5. Uscita gas depurato – 6. Scarico acqua e fango.

Fig. 45.53 – Depuratore a umido Venturi.



1. Entrata gas da depurare – 2. Entrata acqua – 3. Uscita gas depurato.

Fig. 45.54 – Sezioni Venturi per idrofiltri.

rapidamente, mentre le gocce di liquido, a causa della loro inerzia, non subiscono eguale rallentamento: ne risulta così facilitato l'abbattimento in un separatore a ciclone previsto a valle del Venturi. L'efficienza di tali filtri varia notevolmente con la velocità dell'aria nella gola (dipende quindi dalla perdita di carico ovvero dalla potenza assorbita); è possibile raggiungere efficienze prossime al 100% anche con particelle submicroniche. Il fabbisogno di acqua varia di solito fra 500 e 1500 litri ogni 1000 m^3 di aria aspirata.

C) Elettrofiltri a umido

Quando le polveri da separare presentano sfavorevoli caratteristiche elettriche oppure i gas aspirati possono incendiarsi od esplodere o ancora nei casi in cui si prevedono condizioni di esercizio molto variabili, si ricorre a filtri elettrostatici a umido, i quali – rispetto agli elettrofiltri a secco – hanno preinserita una zona di lavaggio ad acqua per l'abbattimento delle particelle più grandi. Le particelle più fini vanno invece a depositarsi sugli elettrodi posti a terra, dai quali sono distaccate mediante una pioggia d'acqua che agisce ad intervalli regolari di tempo.

Scelta del depuratore

La scelta di un impianto di depurazione va anzitutto circoscritta ai tipi che risultano adatti allo scopo prefissato, in base ai seguenti parametri:
- grado di depurazione che si vuole ottenere;
- portata e caratteristiche chimico-fisiche della corrente fluida (18);
- caratteristiche chimico-fisiche delle particelle inquinanti (18);
- concentrazione della polluzione nella corrente fluida (18).

(18) Tali parametri possono variare con il tempo.

Il grafico di fig. 45.55 fornisce una indicazione approssimata dei campi di impiego dei depuratori in funzione della granulometria delle emissioni da trattare.

Effettuata una prima selezione in base ai fattori di cui sopra, si sceglie il tipo di impianto di depurazione considerando i seguenti elementi:
- costi di acquisto, esercizio e manutenzione;
- valori dell'efficienza di separazione in funzione delle dimensioni medie e della composizione percentuale delle emissioni da filtrare, nonché del periodo intercorrente fra una pulizia e l'altra del filtro;
- dimensioni di ingombro dell'impianto di depurazione;
- perdita di carico minima (dopo la pulitura), media e massima (prima della pulitura).

Il D.M. 12 luglio 1990 elenca i principali impianti di abbattimento disponibili, precisando i rispettivi campi di applicazione, nonché vantaggi e svantaggi.

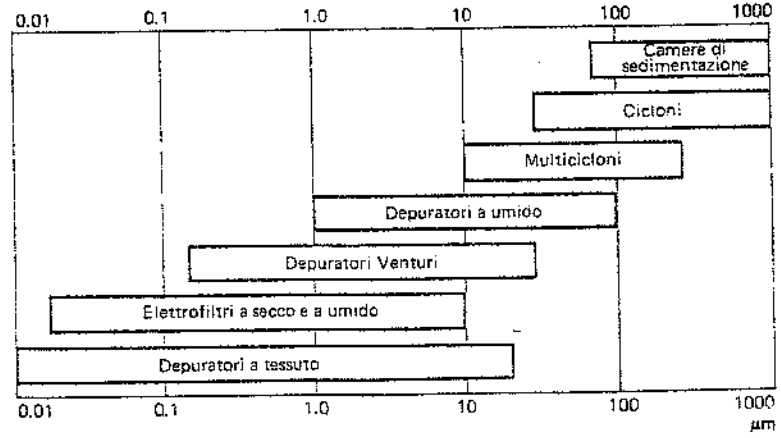


Fig. 45.55 – Campi approssimativi di impiego dei depuratori industriali.

45.11. ABBATTIMENTO DI GAS E VAPORI

La tecnica di più largo impiego per la depurazione di gas e vapori inquinanti o aggressivi (acido solforico, nitrico, cloridrico, idrogeno solforato, ammoniaca, cloro) è quella dell'assorbimento.

Com'è noto, l'assorbimento è un meccanismo attraverso il quale uno o più componenti sono rimossi da una corrente gassosa mediante dissoluzione in una corrente liquida che funge da solvente.

In generale, la sostanza assorbita può essere separata dalla soluzione solvente e quest'ultima eventualmente rigenerata per un successivo riutilizzo.

Il reagente o la soluzione più adatti per l'abbattimento dei vapori o dei gas viene scelto in base all'affinità chimica tra sostanza da abbattere e soluzione da utilizzare. Oltre a ciò occorre che la soluzione sia poco costosa e non aggressiva.

Dal punto di vista impiantistico, l'abbattimento viene in genere effettuato in torri del tipo:
- a riempimento (fig. 45.56);
- a piatti (fig. 45.57);

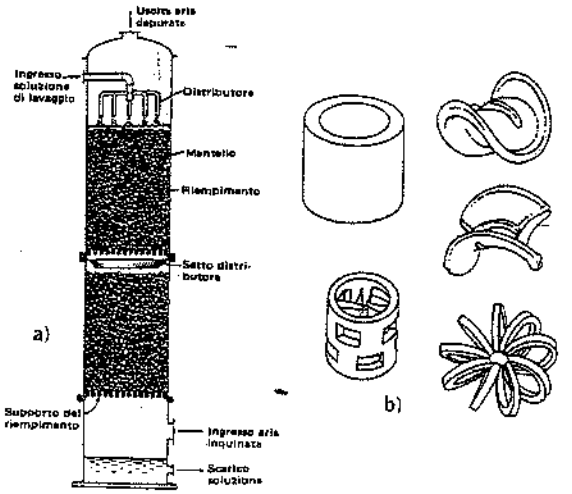


Fig. 45.56 – Torre a riempimento per l'abbattimento di vapori aggressivi: a) struttura tipica della torre; b) materiali di riempimento più comuni (anelli, selle, spirali).

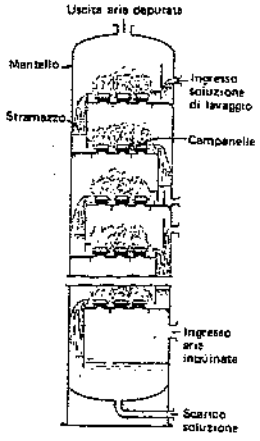


Fig. 45.57 – Torre a piatti per l'abbattimento di vapori aggressivi.

– a pioggia (ossia prive di piatti o riempimenti) oppure in lavatori (*scrubber*) tipo Venturi (fig. 45.58).

La scelta del sistema di abbattimento è fatta tenendo presente:
– il tipo di sostanza da abbattere;
– la portata di aria inquinata da trattare;
– l'efficienza che si deve conseguire.

In generale, l'assorbimento in colonna di riempimento presenta, nei confronti dell'assorbimento in colonna a piatti, i seguenti vantaggi:
– minor costo, per l'impiego di materiali meno pregiati;
– minori perdite di carico.

D'altro canto, le torri a piatti sono preferibili:
– quando si temono intasamenti;
– in caso di esercizio a temperatura variabile;
– quando si debba sottrarre il calore di soluzione che si può sviluppare nell'abbattimento (il raffreddamento si ottiene inserendo sui piatti dei serpentini convoglianti fluido refrigerante).

Lo scrubber tipo Venturi è analogo agli omonimi filtri utilizzati nel caso delle polveri. L'abbattimento, di tipo chimico-fisico, avviene grazie alla differenza di velocità tra gas e particelle liquide ed alla turbolenza che si forma nella gola. Anche qui, a valle del Venturi è prevista una camera di separazione delle gocce di liquido, al fine di evitare il trascinamento della soluzione di lavaggio.

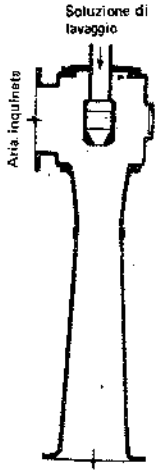


Fig. 45.58 – *Scrubber* tipo Venturi per vapori aggressivi.

Tale tipo di abbattitore è il più adatto per eliminare gas molto solubili quali vapori di ammoniaca e di acido solforico. Per altri inquinanti gassosi poco solubili, dati i minimi tempi di contatto tra liquido e gas assicurati nei Venturi, si preferiscono le torri di assorbimento.

Per quanto riguarda le soluzioni utilizzabili per l'assorbimento, i tipi più classici per l'eliminazione di vapori acidi sono a base di:
– idrossido di sodio, al 3÷15%;
– carbonio di sodio, al 1÷20%.

Per gli altri inquinanti, si individuano di volta in volta le soluzioni selettive specifiche.

Oltre ai tradizionali sistemi di depurazione dianzi citati, correntemente utilizzati per il trattamento degli effluenti industriali, sono attualmente in fase di applicazione nuove tecniche di depurazione per inquinanti specifici. Ricordiamo, in particolare, quelle per l'abbattimento dell'anidride solforosa (inquinante tipico delle centrali termoelettriche ad olio combustibile e a carbone) e degli ossidi di azoto, emessi da tutti i processi di combustione e da particolari impianti (per esempio, quelli di produzione dell'acido nitrico).

Per quanto riguarda l'anidride solforosa un'alternativa all'abbattimento a valle del processo di combustione è costituita dall'impiego di combustibili a basso tenore di zolfo (v. capitolo 43). Tuttavia è prevedibile che in futuro, in conseguenza della crescente domanda, la reperibilità di tali combustibili sarà sempre più difficoltosa e costosa. Ragione per cui si dovranno adottare tecnologie atte al trattamento dei fumi di combustione. In questa ottica, i processi più promettenti sembrano essere basati sull'assorbimento dell'anidride solforosa con soluzioni alcaline (idrossido di sodio, carbonato di sodio o di calce, latte di calce), come esemplificato nello schema di fig. 45.59. Tali processi garantiscono una elevata efficienza di depurazione e danno origine a notevoli quantità di sottoprodotti, in alcuni casi utilizzabili, in altri da smaltire in discarica.

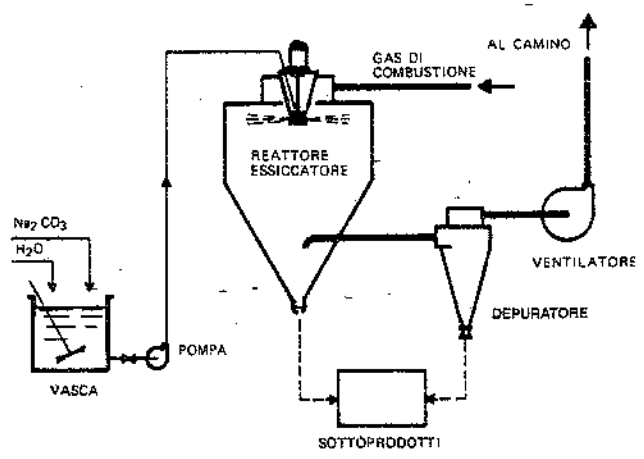


Fig. 45.59 – Schema di impianto per l'abbattimento della SO_2.

Per quanto riguarda gli ossidi di azoto, sono ormai operative a livello industriale alcune soluzioni per contenerne la formazione durante il processo di combustione mediante riduzione della temperatura di fiamma o mediante combustione a due stadi.

Attualmente è possibile abbattere gli NO_2 mediante additivazione con NH_3, mentre la ricerca è indirizzata verso la demolizione delle molecole di tali ossidi per effetto di radiazioni ultraviolette, che scinderebbero i legami ossigeno-azoto con sviluppo dei gas elementari.

In particolare, l'ENEL ha adottato, per le centrali policombustibili, impianti di abbattimento della SO_2 mediante depuratori ad umido con additivo a base di $CaCO_3$ (cioè calcare polverizzato). Per gli NO_x, oltre a minimizzarne la formazione in fase di combustione, ricorre ad un sistema basato sull'additivazione di ammoniaca (NH_3) nei fumi, con successivo passaggio su torri di catalisi, dove hanno luogo le reazioni:

$$NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$

$$NO_2 + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 3N_2 + 6H_2O$$

Rileviamo, per inciso, che gli impianti a umido adottati dall'ENEL per l'abbattimento della SO_2 danno luogo, come sottoprodotto, ad un gesso utilizzabile per intonaci o prefabbricati civili.

45.12. LA DEPURAZIONE DI EMISSIONI ODOROSE

Per il controllo delle emissioni odorose si applicano, in genere, le seguenti tecniche:
a. eliminazione degli odori alla sorgente;
b. abbattimento a umido;
c. abbattimento a secco;
d. trattamento con raggi ultravioletti;
e. combustione.

a. Eliminazione alla sorgente

L'eliminazione degli odori a monte, cioè agendo sul processo produttivo per impedirne la formazione, costituisce concettualmente la soluzione più logica del problema.

In alcuni casi (per esempio, in verniciatura), l'introduzione di prodotti vernicianti ad alto contenuto di fase solida ("vernici all'acqua") o, più recentemente, di vernici in polvere (19) in sostituzione dei prodotti tradizionali, si ripercuote favorevolmente sull'emissione odorosa, riducendola entro valori accettabili o addirittura eliminandola.

In altri casi, l'adozione di semplici accorgimenti tecnici (riduzione di aspirazioni, chiusura a tenuta di impianti) può consentire un contenimento anche sostanziale dell'emissione odorosa.

(19) Le vernici in polvere vanno sempre più sostituendo le "vernici all'acqua" (che richiedono comunque qualche solvente). Tra le varie applicazioni ricordiamo le seguenti: serramenti in alluminio, elettrodomestici, rivestimento del tondino per cemento armato, componentistica auto, macchine agricole.

b. Abbattimento a umido

L'abbattimento a umido si realizza, in genere, in idrofiltri o in filtri Venturi analoghi a quelli delle figg. 45.51 e 45.53, nei quali si immettono sovente opportuni reattivi.

I tipi di reagenti più utilizzati per l'abbattimento a umido, sono le soluzioni ossidanti: ipoclorito di sodio, permanganato di potassio, acqua ossigenata. L'ossigeno nascente sviluppato da tali soluzioni può reagire con taluni tipi di molecole (ad esempio, i solfuri organici) causandone la demolizione e quindi la scomparsa dell'esalazione odorosa.

Nel trattamento a umido, le sostanze gassose sono rimosse per assorbimento da parte della soluzione, la quale deve essere mantenuta alla minima temperatura possibile in quanto la diffusibilità dei gas nei liquidi è proporzionale alla temperatura; si può desumere tale fatto dall'*equazione di Cilliland* (espressione semplificata della *legge di Einstein-Stokes*):

$$D_G = 0{,}0043 \frac{T^{3/2}}{p(V_1^{1/3} + V_2^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}} \tag{45.50}$$

dove:
T = temperatura (K);
p = pressione (bar);
V_1, V_2 = volumi molecolari dei componenti assorbente e assorbito (cm^3/grammomole);
M_1, M_2 = pesi molecolari degli stessi (grammomole).

L'impiego della tecnica dell'abbattimento a umido è sovente limitato dall'alto costo dei reattivi. Inoltre, essa può dar luogo, in dipendenza delle soluzioni di lavaggio adottate, a problemi di inquinamento idrico, i quali richiedono trattamenti specifici delle acque di lavaggio.

c. Abbattimento a secco

L'abbattimento a secco degli odori si realizza con l'adsorbimento per via chimico-fisica su carbone attivo, il quale, possedendo una struttura microporosa ad elevata superficie specifica di scambio (sino a 600 km^2 di area utile per metro cubo di carbone), è in grado di adsorbire le molecole gassose in quantità dipendente dalla loro temperatura, pressione e concentrazione. L'adsorbimento è tanto più agevole quanto più bassa è la temperatura: infatti, i processi rigenerativi del carbone si effettuano tramite riscaldamento con vapore surriscaldato, aria calda o in forni ad atmosfera inerte (N_2).

L'efficienza di adsorbimento varia con le proprietà dei componenti chimici: in particolare, i prodotti altobollenti (xilolo) e bassobollenti (propano, freon) sono difficili da adsorbire. Il benzene, l'alcool etilico e l'acetone sono adsorbiti facilmente e agevolmente recuperabili.

Il trattamento con carbone attivo è effettuato in torri contenenti strati di carbone di spessore variabile da 100 a 1200 mm, in dipendenza delle concentrazioni dei gas da eliminare. Ovviamente, quanto maggiore è lo spessore del letto adsorbente, tanto più rilevanti sono le perdite di carico e quindi maggiori i costi di esercizio.

In sede di progettazione si ricerca un compromesso fra l'efficienza di abbattimento ed il costo di esercizio, individuando il valore ottimale dello spessore del letto di adsorbente.

d. Trattamento con raggi ultravioletti

La tecnica di abbattimento degli odori con raggi U.V. utilizza l'ossigeno atomico ottenuto dall'azione di radiazioni aventi particolari lunghezze d'onda sull'ossigeno molecolare presente nell'aria.

Generalmente, le camere di irradiazione sono progettate per consentire un tempo medio di permanenza dei gas da depurare di 4-6 secondi.

Poiché l'efficienza specifica di irraggiamento è molto ridotta, i costi di esercizio sono rilevanti: come ordine di grandezza si può ritenere che per 100 m^3 di aria inquinata siano necessari da 1 a 5 kWh, in dipendenza del tipo di inquinante da abbattere e delle caratteristiche della sorgente di radiazioni.

Inoltre, per ciascun watt effettivamente convertito in radiazione, occorrono circa 15 W di potenza. La lunghezza d'onda di tali radiazioni varia da 1800 a 2600 Å.

In generale, si può pensare a una applicazione su scala industriale dell'irraggiamento con U.V. quando le portate di aria in gioco sono limitate e non sussistono rischi di produzione di altri inquinanti più aggressivi della sostanza responsabile di odore (ozono, prodotti ossigenati, ecc.).

e. Combustione

La tecnica di demolire le molecole dei composti responsabili di odori con la combustione è sicuramente la più affidabile dal punto di vista tecnico. Infatti, ad una certa temperatura, le molecole dei composti organici vengono decomposte ed ossidate, generando prodotti tipici della combustione: CO_2, H_2O, SO_2.

Per chiarezza espositiva, i trattamenti di combustione sono di seguito suddivisi in:

- *termici*, se hanno luogo a temperature superiori a 600°C;
- *termocatalitici*, se hanno luogo a temperature inferiori a 600°C con l'ausilio di un catalizzatore.

Nel primo caso, si raggiunge la temperatura necessaria alla ossidazione completa bruciando metano (20). Nel secondo caso, le temperature raggiunte con il combustibile sono più basse (dell'ordine di 300°C) e la reazione di ossidazione viene indotta mediante catalizzatori specifici (a base di vanadio od ossidi di alluminio).

La fig. 45.60 riporta lo schema di un combustore termico. I gas da depurare vengono parzialmente utilizzati come aria comburente (o primaria) per la combustione del metano e in parte immessi direttamente nella camera di combustione dove si raggiunge la temperatura richiesta.

Il combustore termico è di solito inserito in un sistema che prevede anche il recupero del calore. Generalmente, infatti, il costo di esercizio di questi impianti è reso accettabile solo riutilizzando il calore generato.

Un esempio di tale recupero energetico è schematizzato in fig. 45.61: il combustore è utilizzato per depurare i gas inquinati estratti da un forno cottura vernici; gli stessi vengono preriscaldati a spese dei fumi della combustione, trattati nel combustore e, previa miscelazione con aria fredda (nel *mixer*), parzialmente utilizzati per riscaldare il forno. L'aliquota di gas trattati in eccesso può essere smaltita al camino o

(20) L'impiego del metano come combustibile è preferibile in quanto i fumi sono esenti da anidride solforosa e polveri, e pertanto risultano più agevoli le successive operazioni di recupero o scambio termico.

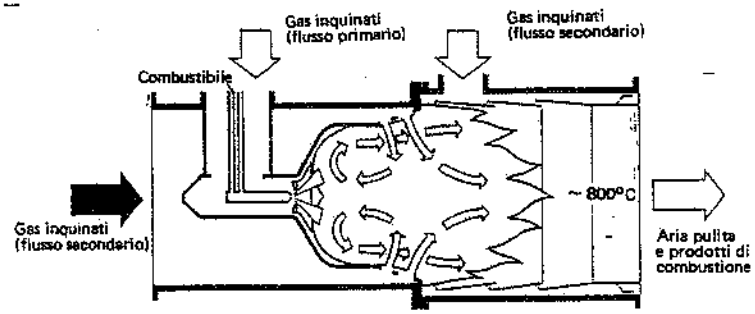


Fig. 45.60 – Schema di combustore termico.

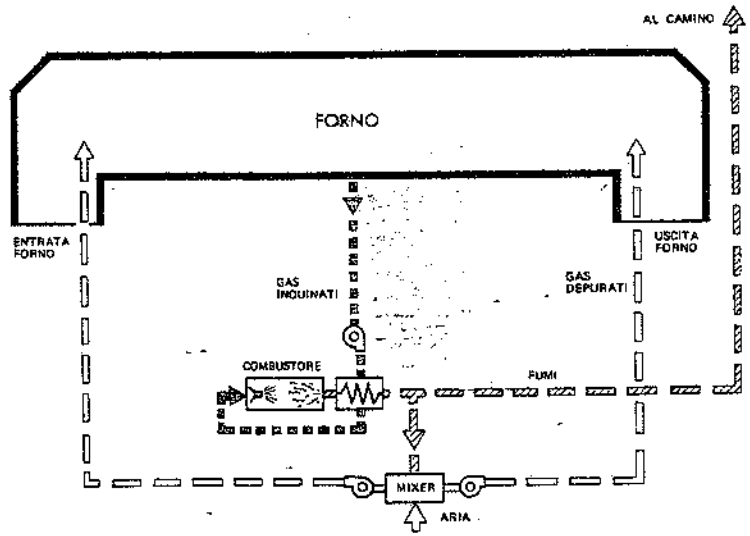


Fig. 45.61 – Incenerimento di gas provenienti da forni di cottura vernici mediante combustore a recupero di calore.

costituire una ulteriore fonte di calore di recupero utilizzabile anche direttamente in bruciatori di altre utenze, essendo ormai esente da inquinanti.

Nella fig. 45.62 è schematizzato un combustore termocatalitico. Inoltre, la fig. 45.63 esemplifica l'applicazione di un combustore del genere per la depurazione delle emissioni di un forno di verniciatura: i gas da trattare vengono preriscaldati a 300°÷350°C dai bruciatori di preriscaldo (21); quindi raggiungono il catalizzatore,

(21) Quando il tenore di inquinanti è elevato, nel catalizzatore si raggiungono temperature di 580°÷600°C, sufficienti ad assicurare la loro ossidazione pressoché completa. Se il calore fornito dagli inquinanti non basta, si deve addizionare gas naturale.

nel quale si completa l'eliminazione delle sostanze odorose. I gas depurati possono essere riutilizzati nel forno stesso od avviati ad altre destinazioni.

La scelta fra i due metodi viene fatta sulla base delle caratteristiche dell'effluente da trattare, tenendo conto dei composti che esso trascina e che potrebbero influire negativamente sul processo depurativo (per esempio, avvelenando il catalizzatore di ossidazione).

Dal punto di vista economico, l'inceneritore termocatalitico costituisce una buona soluzione del problema degli odori. Infatti, se si effettua il recupero del calore di incenerimento, il costo del riscaldamento a circa 600°C dei gas da depurare risulta accettabile.

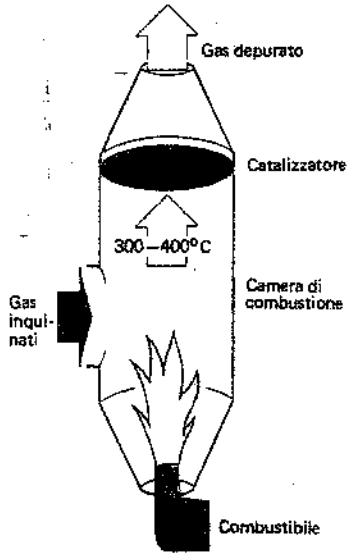


Fig. 45.62 – Schema di un combustore termocatalitico.

Tuttavia, questa tecnica di trattamento è assai sofisticata e risulta adatta all'abbattimento di gas maleodoranti "puliti", nei quali cioè non siano presenti particelle metalliche (mercurio, arsenico, zinco, piombo, ecc.) incombustibili. La temperatura di esercizio non dovrebbe mai scendere al di sotto di circa 600°C, per evitare la formazione di prodotti di parziale ossidazione (aldeidi, chetoni, acidi organici). In tali condizioni, l'efficienza di depurazione supera il 90%.

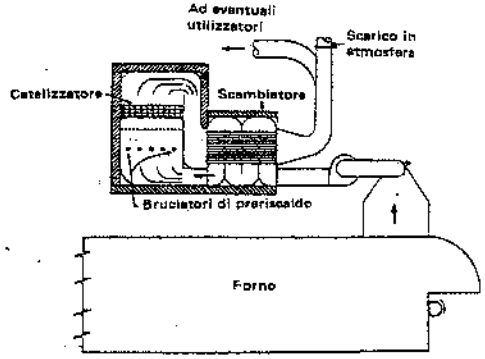


Fig. 45.63 – Combustore termocatalitico con recupero di calore.

Per quanto riguarda la combustione termica, le temperature di trattamento sono decisamente più elevate, raggiungendo spesso 800°÷900°C (22). L'efficienza di depurazione è funzione diretta della temperatura, come risulta dalla fig. 45.64. Noti i parametri caratteristici dell'emissione, si definisce la percentuale di abbattimento necessaria e, di conseguenza, si valuta la temperatura minima occorrente per eliminare gli odori. Poiché il raggiungimento di tale temperatura richiede generalmente l'impiego di combustibile di integrazione, ne derivano rilevanti costi gestionali. Per questo motivo si sono sviluppate ricerche tendenti a recuperare il calore prodotto (fino al 60÷80%): il conseguente risparmio energetico ha reso la tecnica dell'incenerimento termico economicamente competitiva con altre soluzioni.

(22) A tali temperature, i gas devono permanere in camera di combustione per 0,3÷0,5 secondi.

Confronto tra le tecniche di depurazione degli effluenti odorosi

Come si è detto, si tratta di individuare il sistema di depurazione tecnicamente migliore per ciascun effluente odoroso.

Ciascuna soluzione però, a parità di efficienza, presenta aspetti positivi e negativi per quanto riguarda costi e difficoltà di conduzione.

Nella tab. 45.XX sono riportate alcune valutazioni qualitative di confronto tra le tecniche più comunemente usate per l'abbattimento degli odori industriali. In linea generale, si può ritenere che la combustione fornisca le migliori garanzie tecnico-economiche: ciò a condizione che l'impianto di depurazione preveda un recupero del calore.

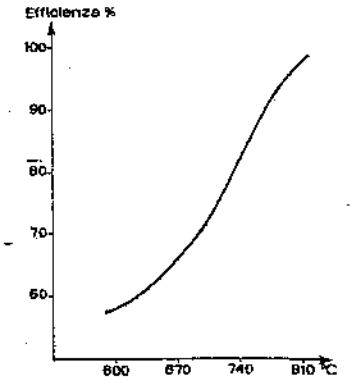


Fig. 45.64 – Relazione tra efficienza di abbattimento dell'emissione odorosa e temperatura di combustione.

Tabella 45.XX – Comparazione qualitativa fra alcuni sistemi di abbattimento degli odori.

Sistema	Efficienza		Costo di investimento	Costo gestionale	Difficoltà tecniche e gestionali	Esperienza acquisita su scala industriale
	Composti ossigenati	Fenoli, H_2S, Mercaptani, Ammine				
Assorbimento con soluzioni alcaline o ossidanti	– –	÷ +	+	÷ –	+ –	–
Adsorbimento su carbone attivo	÷	+ +	– –	+ –	+	–
Combustione termocatalitica	+ +	÷ +	–	+ –	–	–
Combustione termica	+ ÷	+ +	– –	÷	+	+ +

A titolo indicativo, elenchiamo alcune possibili utilizzazioni del calore di recupero:

- preriscaldamento dell'aria da sottoporre a trattamento;
- riscaldamento di impianti che operino a temperatura superiore a quella ambiente;
- produzione di vapore per usi tecnologici;
- riscaldamento degli ambienti di lavoro (possibilità stagionale).

45.13. BIBLIOGRAFIA

R. Cadle, *Particle Size*, New York, Reinhold Publishing Corporation.
P. Drinker e T. Hatch, *Industrial Dust*, New York, McGraw-Hill Book Company.
F. Zenz e D. Othmer, *Fluidization and fluid-particle systems*, New York, Reinhold Publishing Corporation.
ASHRAE, *Guide and Data Book*, New York.
ASHRAE, *Fundamentals volume*, New York.
A. Izar, *Termotecnica*, Milano, Unione Tipografica.
J. Alden, *Design of Industrial Exhaust Systems*, New York, The Industrial Press.
J. Dalla Valle, *Exhaust Hoods*, New York, The Industrial Press.
J. Dalla Valle, *Micromeritics: the technology of fine particles*, New York, Pitman Publishing Corporation.
Woods, *Guida pratica della ventilazione*, Milano, PEG.
P. Magill e F. Holden, *Air Pollution Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
American Foundrymen's Society, *Foundry air pollution control manual*, A.F.S.
American Conference of Governmental Industrial Hygienists, *Industrial Ventilation: A Manual of Recomended Practice*, Edward Brothers.
W. Summer, *Odour Pollution of Air*, Cleveland, Ohio C.R.C. Press.
H. Lund, *Industrial Pollution Control Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
J. Perry, *Chemical Engineers' Handbook*, New York, McGraw-Hill Book Company.
J. Danielson, *Air Pollution Engineering Manual*, U.S. Environmental Protection Agency.
A. Stern et alii, *Air pollution*, New York, Academic Press.
Ercole Marelli, *Cataloghi tecnici*.

46. Le impurezze e l'inquinamento dell'acqua

46.1. CARATTERISTICHE CHIMICO-FISICHE DELL'ACQUA

La tab. 46.I riporta alcune costanti chimico-fisiche dell'acqua, alcune delle quali risultano piuttosto anomale. Infatti, i *punti di fusione e di ebollizione* dell'acqua sono più alti di quanto sarebbe prevedibile considerando il peso molecolare della sostanza stessa.

Inoltre, l'acqua ha il *calore massico* (1) più elevato di tutti i liquidi: esso varia con la temperatura e presenta un minimo a 35°C, contrariamente agli altri liquidi. Ne consegue che, a parità di variazione della temperatura, l'acqua richiede maggiore somministrazione o sottrazione di calore (2).

Anche i *calori latenti di fusione e di evaporazione* (3) sono più elevati del previsto.

Il comportamento anomalo dell'acqua è pure rivelato dalla *tensione superficiale* (solo il mercurio presenta una tensione superficiale maggiore); particolare è anche il comportamento della massa volumica (fig. 46.1): anziché diminuire con l'aumentare della temperatura, presenta un massimo a 4°C allo stato liquido e diminuisce bruscа-

Tabella 46.I – Costanti chimico-fisiche dell'acqua.

Punto di fusione	0°C
Punto di ebollizione (a 10^5 Pa)	100°C
Calore specifico a 0°C	4,18 kJ/kg·°C
Calore latente di fusione	335 kJ/kg
Calore latente di evaporazione (a 100°C)	2,26 MJ/kg
Tensione superficiale a 20°C e 10^5 Pa	$73 \cdot 10^{-3}$ N/m
Massa volumica a 4°C e 10^5 Pa	1000 kg/m^3
Costante dielettrica relativa (a 20°C)	80
pH dell'acqua pura (a 22°C)	7
Viscosità dinamica (a 20°C)	0,01 N·s·m^{-2}

(1) Dicesi *calore massico* o *specifico* la quantità di calore necessaria per variare di un grado la temperatura dell'unità di massa.

(2) L'acqua è pertanto uno dei fluidi più adatti per gli scambiatori di calore industriali.

(3) *Calore latente di fusione:* quantità di calore da fornire durante la fusione isoterma dell'unità di massa di una sostanza. *Calore latente di evaporazione:* quantità di calore da fornire durante l'evaporazione isoterma dell'unità di massa dell'acqua.

mente passando dallo stato liquido a quello solido; l'aumento di volume che ne deriva (10% circa) può provocare la rottura delle tubazioni e degli altri recipienti contenenti acqua.

Ricordiamo ancora che l'acqua – in conseguenza dell'elevata *costante dielettrica* – presenta un notevole *potere solvente* verso la maggior parte delle sostanze.

Infine, il pH, vale a dire il cologaritmo della concentrazione di ioni idrogeno: $-\lg[H^+]$: com'è noto, nell'acqua pura alla temperatura di 22°C, il valore del prodotto delle concentrazioni molari degli idrogenioni $[H^+]$ e degli ossidrilioni $[OH^-]$ è circa uguale a 10^{-14}; e poiché tali concentrazioni sono uguali tra loro, il pH risultante è $-\lg 10^{-7}=7$. Se nell'acqua viene introdotto un acido, aumenta la concentrazione degli ioni idrogeno ed il pH risulta < 7; al contrario, se viene introdotta una base, aumenta la concentrazione degli ioni ossidrili ed il pH risulta > 7.

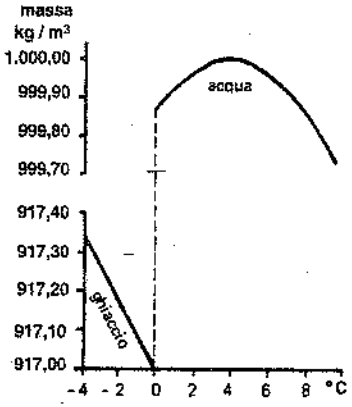


Fig. 46.1 – Andamento della massa volumica dell'acqua in funzione della temperatura.

46.2. LE IMPUREZZE DELL'ACQUA PRIMARIA

Introduciamo alcune classificazioni correntemente adottate.

Per "corpo idrico" si intende qualsiasi massa d'acqua che, indipendentemente dalla sua entità, presenti proprie caratteristiche idrologiche, fisiche, chimiche, biologiche e sia o possa essere suscettibile di uno o più impieghi (potabili, agricoli, industriali, ecc.). Sono corpi idrici i corsi d'acqua naturali e artificiali, i laghi, il mare, le falde acquifere sotterranee.

Si fa inoltre distinzione fra *acque naturali* (meteoriche, superficiali e sotterranee) e *acque di scarico* da industrie, città, ecc. In vista di un loro impiego nell'industria, le acque naturali sono anche indicate come *primarie*, nel senso che costituiscono la fonte di alimentazione dei circuiti dell'acqua tecnologica, potabile, antincendio.

L'acqua naturale o primaria contiene, oltre ai suoi naturali componenti, quantità variabili di sostanze disciolte e/o sospese, denominate impurezze. I tipi di impurezze più frequentemente presenti nelle acque sono costituiti da:

a) *sostanze sospese nell'acqua*, quali sabbie, argille, detriti organici: rendono l'acqua torbida od opalescente;

b) *sostanze disciolte nell'acqua*, quali sali minerali (tab. 46.II) e sostanze organiche: sono generalmente invisibili a occhio nudo; in particolare, i sali alcalino-terrosi (calcio e magnesio) sono alla base della durezza dell'acqua (4);

(4) La durezza di un'acqua è misurata in gradi francesi, inglesi, tedeschi, ecc. ed è espressa come quantitativo di carbonato di calcio od ossido di calcio presente in un certo volume di acqua. Più usati in pratica sono i gradi francesi (°F): ogni grado di durezza francese corrisponde a 10 grammi di $CaCO_3$ (inteso come equivalente dei sali di calcio e magnesio) contenuti in $\frac{1}{3}$ m³ di acqua. Un'acqua si considera dura quando supera i 15°F.

c) *gas disciolti*, quali ossigeno, azoto, anidride carbonica e solforosa, la cui solubilità nell'acqua dipende dalla temperatura e dalla pressione (tab. 46.III).

La tab. 46.IV fornisce una classificazione delle impurezze dell'acqua in base alle dimensioni delle stesse.

Sovente, l'acqua primaria, per il fatto di contenere le impurezze sopra elencate (o alcune di esse), deve essere sottoposta a trattamenti di natura meccanica, fisica o chimica, atti a renderla rispondente ai requisiti richiesti dagli impieghi cui è destinata.

I trattamenti – sui quali ci soffermeremo in seguito – vengono scelti in relazione al tipo ed al grado di depurazione richiesti per l'acqua destinata ai diversi impieghi: ragione per cui è sovente necessario prevedere trattamenti separati dell'acqua, a seconda delle utenze da alimentare.

A titolo esemplicativo, citiamo alcuni casi specifici:
- nelle centrali termiche, per la produzione di vapore, l'alcalinità ammissibile varia da 10 a 0,1 ppm (in relazione alla pressione del vapore) e il tenore massimo di ossigeno è di 0,03 ppm;
- per i trattamenti galvanici necessita acqua demineralizzata;
- per i raffreddamenti occorrono acque a bassa durezza (10°÷15°F), con leggera soprassaturazione in $CaCO_3$, alto "potere tampone", bassa salinità, assenza di microorganismi (quali alghe e batteri), solidi sospesi e sostanze corrosive.

Tabella 46.II – Sali normalmente contenuti nell'acqua naturale.

– Sali	Alcalini (3)	Neutri (4)
Alcalino-terrosi (1)	$Ca(HCO_3)_2$ $Mg(HCO_3)_2$	$CaSO_4$ $CaCl_2$ $MgSO_4$ $MgCl_2$
Alcalini (2)	$NaHCO_3$ $KHCO_3$	Na_2SO_4 $NaCl$

(1) provocano depositi e incrostazioni;
(2) sono molto solubili;
(3) fanno aumentare il pH dell'acqua in cui sono disciolti;
(4) non influenzano il pH dell'acqua.

N.B.: Oltre ai cationi Ca, Mg, Na ed agli anioni HCO_3, SO_4 e Cl costituenti i sali citati nella tabella, possono anche essere presenti piccole quantità di ioni K^+, Fe^{++}, Mn^{++}, NO_3^-, NO_2^-, NH_4^+, ecc.

Tabella 46.III – Solubilità (in parti per milione – ppm – ovvero in mg/l o ancora in g/m³) dell'ossigeno, dell'azoto e dell'anidride carbonica in acqua distillata alla pressione di 10^5Pa.

Temperatura °C	0	10	20	30	40	50	60
Ossigeno	14,6	11,3	9,2	7,6	6,4	5,5	4,7
Azoto	23	18,2	14,9	12,7	10,8	9,4	8,1
Anidride carbonica	1,3	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2

Tabella 46.IV – Classificazione delle impurezze dell'acqua.

Dispersioni grossolane	Dispersioni colloidali	Dispersioni molecolari
Sostanze in sospensione	Oli, grassi, idrossidi, ossidi, silice, solfuri	Sali, acidi, basi, gas
$10^{-3}\div10^{-4}$ mm	$10^{-5}\div10^{-6}$ mm	$10^{-7}\div10^{-8}$ mm

46.3. L'INQUINAMENTO DELLE ACQUE DI SCARICO

In generale, le acque residue scaricate dalle industrie, dalle città, dalle aziende agricole, risultano *inquinate*, vale a dire contengono sostanze che ne modificano le caratteristiche chimico-fisiche e possono provocare danni o costituire un pericolo per gli uomini, gli animali, la flora: di conseguenza, possono alterare l'equilibrio ecologico (5).

I più importanti parametri di inquinamento di un'acqua sono i seguenti:

- il colore;
- l'odore;
- la torbidità (dovuta alla presenza di sostanze solide sospese molto fini);
- la temperatura (l'inquinamento termico è tipico degli effluenti industriali contenenti acque di raffreddamento);
- il pH (misura del grado di acidità o basicità di una soluzione);
- il potenziale redox (misura dell'attività ossido-riducente di una soluzione);
- le sostanze solide e liquide sospese;
- il BOD: domanda biochimica di ossigeno da parte delle sostanze organiche contenute nell'acqua suscettibili di fermentazione naturale (ossia biodegradabili); la reazione di tali sostanze con l'ossigeno dell'aria avviene lentamente (infatti, per essere completa, l'ossidazione biochimica richiede un tempo di circa 20 giorni, il che si suole scrivere con la sigla BOD_{20});
- il COD: domanda chimica di ossigeno delle sostanze inorganiche ossidabili (solfuri, sali riducenti) e della quasi totalità delle sostanze organiche, biodegradabili o no (6);
- le sostanze tossiche, quali: acidi ed alcali forti, cianuri, metalli pesanti, fenoli, cloro libero, solventi clorurati, idrogeno solforato, pesticidi;
- i detergenti;
- i fosfati, i cloruri, i solfati, i floruri;
- l'azoto nitroso-nitrico-ammoniacale;
- il carico batterico (coliformi, streptococchi);
- la radioattività.

Le origini dell'inquinamento idrico sono da ricercarsi negli stessi settori che impiegano l'acqua primaria, vale a dire l'industria, la popolazione e l'agricoltura.

L'inquinamento di tipo agricolo deriva dall'esteso impiego in agricoltura di composti organici clorurati o fosforati ed azotati (insetticidi, diserbanti, ecc.) e di concimi chimici inorganici ed organici (urea, nitrati, fosfati), solo in parte trattenuti dal terreno ed assimilati dai vegetali; la parte rimanente, dilavata e raccolta dalle acque piovane, contribuisce all'inquinamento dei corpi idrici ricettori.

L'inquinamento domestico è tipico delle acque delle fognature urbane, vale a dire delle cosiddette acque nere o cloacali, contenenti in particolare i prodotti del metabolismo umano (cataboliti). La fig. 46.2 schematizza l'inquinamento domestico, anche nei confronti dell'aria e del suolo.

(5) Per *ecologia* si intende la scienza che si occupa dell'uomo, degli animali e delle piante in relazione con l'ambiente.

(6) Una correlazione tra BOD e COD è condizionata dalla frazione biodegradabile delle sostanze organiche contenute nell'acqua. Occorre notare che per una sostanza totalmente biodegradabile (come il glucosio) il BOD_{20} corrisponde a circa il 90% della domanda teorica di ossigeno (DTO). Circa il 10% delle materie organiche inizialmente presenti si decompongono in un residuo non biodegradabile e non sono rilevate con la misura del BOD. Poiché, in tale caso, il COD coincide con la domanda teorica di ossigeno, si può scrivere: $COD=DTO=BOD_{20}/0{,}9$. Se invece vi sono delle sostanze organiche non biodegradabili (caso della maggior parte delle acque di scarico industriali) risulta: $COD \gg BOD_{20}$.

L'inquinamento di origine industriale è dovuto a certe lavorazioni che provocano alterazioni di tipo fisico, chimico o biologico dell'acqua, quali: l'introduzione di sostanze tossiche o nocive (acidi, alcali, sali di metalli pesanti, cloro libero, ammoniaca, idrogeno solforato e composti organici di sintesi) o di inerti insolubili; l'aumento di temperatura; la riduzione dell'ossigeno disciolto e così via. La fig. 46.3 sintetizza l'inquinamento di origine industriale dell'acqua, dell'aria e del suolo: si noti l'analogia con il fenomeno dell'inquinamento domestico (fig. 46.2).

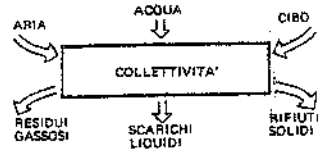


Fig. 46.2 – Forme dell'inquinamento domestico.

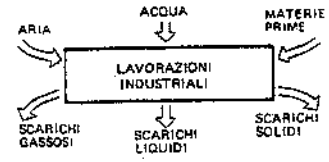


Fig. 46.3 – Forme dell'inquinamento industriale.

Lo scarico di acque inquinate in fiumi, laghi, canali, ecc. (più genericamente in acque superficiali) provoca alterazioni biologiche nella fauna e nella flora viventi nel ricettore e, se supera certi livelli oppure se si prolunga nel tempo, può arrecare danni irreparabili (7).

Scarichi di acque nere (contenenti detersivi, fosfati, ecc.) nei fiumi, nei laghi, nel mare; reflui di lavorazioni galvaniche (contenenti cromati, cianuri, metalli pesanti) in pozzi perdenti; infiltrazioni di idrocarburi nel sottosuolo e loro incontrollato scarico in mare; impiego diffuso e indiscriminato di fertilizzanti, insetticidi ed erbicidi velenosissimi; discariche di ogni genere lungo le sponde dei fiumi o ai margini delle città, sono solo esempi dell'irresponsabile atteggiamento che ha caratterizzato negativamente il comportamento di decenni nei confronti dell'inquinamento idrico.

Era quindi indispensabile che il legislatore intervenisse in materia di tutela delle acque dall'inquinamento.

La legge vigente in materia è la n. 319 del 10 maggio 1976 ("Norme per la tutela delle acque dell'inquinamento"), alla quale hanno fatto seguito numerose modifiche ed integrazioni, tra cui la legge 17 maggio 1995, n. 172: tale legge stabilisce i *compiti* dello stato e degli enti territoriali (8) e fissa i *limiti di accettabilità* per gli effluenti industriali e civili. In sintesi, le competenze sono attribuite come segue:

1) i comuni provvedono ad effettuare:
   a) il controllo degli scarichi, pubblici o privati, per quanto attiene ai limiti di accettabilità ed al rispetto delle norme che regolamentano lo smaltimento dei fanghi;
   b) il controllo sul rispetto dei limiti di accettabilità delle pubbliche fognature scaricanti nel suolo e nel sottosuolo;
   c) l'installazione e la manutenzione dei dispositivi per il controllo qualitativo dei

(7) Il danno è sovente irreversibile nei laghi dove l'acqua – salvo brevi periodi dell'anno – si trova praticamente disposta a strati fra i quali non avvengono scambi di alcun genere e che, una volta inquinati, perdono ogni potere di autodepurazione. Un particolare fenomeno di inquinamento dei laghi è quello della cosiddetta *eutrofizzazione*, consistente nella ritenzione di composti azotati e fosfati che provocano la proliferazione di alghe, il depauperamento dell'ossigeno disciolto e infine l'estinzione di ogni forma di vita.

(8) Ricordiamo che il successivo D.P.R. 24 luglio 1977, n. 616, precisa le funzioni amministrative concernenti l'inquinamento idrico di competenza delle regioni, dello stato e degli enti locali. In particolare, tale decreto delega alle regioni la disciplina degli scarichi diretti in mare. Il ministero dell'ambiente è invece competente per le autorizzazioni degli scarichi in mare da parte di navi ed aeromobili (legge 8 luglio 1986, n. 349).

corpi idrici nell'ambito dell'attività regionale di censimento delle risorse idriche.

2) Le province provvedono ad effettuare:
   a) il catasto di tutti gli scarichi, pubblici e privati, nei corpi d'acqua superficiali;
   b) il controllo dell'applicazione dei criteri generali per un corretto e razionale uso dell'acqua.

3) Alle regioni sono attribuite le seguenti competenze (peraltro suscettibili di variazioni nelle singole realtà regionali in base alla legge 8 giugno 1990, n. 142):
   a) la redazione dei piani regionali di risanamento delle acque;
   b) la direzione del sistema di controllo degli scarichi e degli insediamenti;
   c) il coordinamento e la verifica di coerenza dei programmi degli enti locali;
   d) l'esecuzione delle operazioni di rilevamento delle caratteristiche dei corpi idrici, in collaborazione con il servizio idrografico italiano, con gli uffici del genio civile ed avvalendosi degli uffici delle province per quanto attiene agli aspetti qualitativi;
   e) la delimitazione delle zone ove è ammesso lo smaltimento dei liquami sul suolo e nel sottosuolo.

4) Allo stato compete, in particolare, la redazione del piano generale di risanamento delle acque, sulla base dei piani regionali.

Per quanto attiene ai limiti di accettabilità, la legge prescrive i valori massimi ammessi negli scarichi per i vari parametri che influiscono sull'inquinamento delle acque.

La misurazione dell'inquinamento si intende effettuata subito a monte del punto di immissione nei corpi ricettori (acque superficiali e sotterranee, interne e marine; fognature; suolo e sottosuolo).

Con riferimento agli scarichi di origine industriale, le autorità competenti per il controllo possono però effettuare ispezioni all'interno degli insediamenti produttivi, per l'accertamento delle condizioni che danno luogo alla formazione degli scarichi, e richiedere trattamenti particolari, in presenza di sostanze tossiche, prima della loro confluenza nello scarico generale.

Non è ammesso il raggiungimento dei limiti di accettabilità mediante diluizione con acque prelevate a tale scopo.

Gli scarichi degli insediamenti produttivi sono soggetti alle seguenti norme:

a) nel caso di sversamento in corpi d'acqua superficiali (fiumi, laghi, mare, ecc.) devono essere conformi ai limiti di accettabilità precisati in una tabella - contrassegnata con la lettera "A" – allegata alla legge (v. tab. 46.V.a); spettano pertanto a chi inquina l'onere e la responsabilità della depurazione, in conformità al principio generalmente accettato che "chi inquina, paga";
b) nel caso di recapito in fognature pubbliche, gli scarichi devono essere conformi ai limiti di accettabilità stabiliti dai comuni o dai consorzi intercomunali che gestiscono l'impianto di trattamento terminale (di conseguenza le industrie devono eventualmente *pre-trattare* le acque di scarico fino a tali limiti); in mancanza dell'impianto centralizzato di depurazione, gli scarichi devono essere conformi ai limiti di apposita tabella – contrassegnata con lettera "C" – allegata alla legge (v. tab. 46.V.b);
c) il recapito sul suolo o nel sottosuolo è soggetto a norme tecniche specifiche: in particolare, deve essere assicurata l'innocuizzazione degli scarichi in modo che le acque sotterranee, le acque superficiali, il suolo, la vegetazione non subiscano degradazione o danno. Nel caso di suolo ad uso agricolo, lo smaltimento superficiale di liquami provenienti da insediamenti industriali è ammesso non come semplice mezzo di scarico di acque usate, ma come mezzo di trattamento che assicuri un utile alla produzione agricola. In ogni caso, i limiti di accettabilità sono quelli della tabella "A" alle-

Tabella 46.V.a – Limiti di accettabilità delle acque di scarico di nuovi insediamenti produttivi in corpi d'acqua superficiali (tabella A allegata alla legge 10 maggio 1976, n. 319, che riporta anche le concentrazioni massime per i seguenti parametri: 3 colore, 4 odore, 5 materiali grossolani, 12 arsenico, 13 bario, 14 boro, 25 stagno, 29 solfuri, 33 fluoruri, 41 aldeidi, 46 pesticidi clorurati, 47 pesticidi fosforati, 48 saggio di tossicità).

Parametri		Concentrazioni	Parametri		Concentrazioni
1. pH		5,5-9,5	31. Solfati	mg/l come SO_4^{--}	1.000 (5)
2. Temperatura degli scarichi in:			32. Cloruri	mg/l come Cl^-	1.200 (5)
– laghi		≤ 30°C	34. Fosforo totale	mg/l come P	10 (6)
– mare		≤ 35°C	35. Ammoniaca totale	mg/l come NH_4^+	15 (7)
– canali artificiali		≤ 35°C (1)	36. Azoto nitroso	mg/l come N	0,6 (7)
– corsi d'acqua		(2)	37. Azoto nitrico	mg/l come N	20 (7)
6. Materiali sedimentabili	ml/l	0,5	38. Grassi e oli animali e vegetali	mg/l	20
7. Materiali in sospensione totali	mg/l	80	39. Oli minerali	mg/l	5
8. BOD_5	mg/l	40 (3)	40. Fenoli totali	mg/l come C_6H_5OH	0,5
9. COD	mg/l	160	42. Solventi organici aromatici	mg/l	0,2
10. Metalli e non metalli tossici totali (As-Cd-Cr^{VI}-Cu-Hg-Ni-Pb-Se-Zn)		3 (4) *	43. Solventi organici azotati	mg/l	0,1
11. Alluminio	mg/l come Al	1 *	44. Solventi clorurati	mg/l	1
15. Cadmio	mg/l come Cd	0,02 *	45. Tensioattivi	mg/l	2
16. Cromo III	mg/l come Cr	2 *	49. Coliformi totali	MPN/100 ml	20.000 (8)
17. Cromo VI	mg/l come Cr	0,2 *	50. Coliformi fecali	MPN/100 ml	12.000 (8)
18. Ferro	mg/l come Fe	2 *	51. Streptococchi fecali	MPN/100 ml	2.000 (8)
19. Manganese	mg/l come Mn	2 *			
20. Mercurio	mg/l come Hg	0,005 *			
21. Nichel	mg/l come Ni	2 *			
22. Piombo	mg/l come Pb	0,2 *			
23. Rame	mg/l come Cu	0,1 *			
24. Selenio	mg/l come Se	0,03 *			
26. Zinco	mg/l come Zn	0,5 *			
27. Cianuri	mg/l come CN^-	0,5 *			
28. Cloro attivo	mg/l come Cl_2	0,2 *			
30. Solfiti	mg/l come SO_3^{--}	1			

(1) Valore medio della temperatura dell'acqua del canale a valle del punto di immissione dello scarico.

(2) La variazione massima tra le temperature medie a monte e a valle del punto di immissione dello scarico non deve superare i 3°C.

(3) Per gli scarichi industriali le cui caratteristiche di ossidabilità siano diverse da quelle dei liquami domestici, la concentrazione limite deve essere riferita ad almeno il 70% del BOD totale.

(4) $\frac{C_1}{L_1}+\frac{C_2}{L_2}+\frac{C_3}{L_3}\ldots+\frac{C_n}{L_n}$, ossia la somma dei rapporti tra la concentrazione con cui ogni singolo elemento è presente e la relativa concentrazione limite non deve superare il valore di 3, fermo restando che il limite fissato per ogni elemento non deve essere superato.

(5) Non si applica agli scarichi in mare.

(6) Il limite è ridotto a 0,5 nel caso di immissioni nei laghi, dirette o comprese entro una fascia di 10 km dalla linea di costa.

(7) Per gli scarichi in laghi, diretti o indiretti, compresi entro una fascia di 10 km dalla linea di costa, l'azoto complessivo (organico + ammoniacale + nitroso + nitrico) non deve superare i 10 mgN/l.

(8) Il limite si applica quando, a discrezione della autorità competente per il controllo, lo richiedono gli usi concomitanti del corpo idrico ricettore.

* Limiti riferiti all'elemento in soluzione come ione, sotto forma di complesso ed in sospensione.

Tabella 46.V.b – Limiti di accettabilità delle acque di scarico degli insediamenti produttivi in fognatura (tabella C allegata alla legge 10 maggio 1976, n. 319, che riporta anche le concentrazioni massime per i seguenti parametri: 3 colore, 4 odore, 5 materiali grossolani, 12 arsenico, 13 boro, 27 solfuri, 31 fluoruri, 39 aldeidi, 44 pesticidi clorurati, 45 pesticidi fosforati, 46 saggio di tossicità).

Parametri	Concentrazioni	Parametri	Concentrazioni
1. pH	5,5-9,5	29. Solfati mg/l come SO_4^{--}	1.000 (6)
2. Temperatura:		30. Cloruri mg/l come Cl^-	1.200 (6)
– laghi	≤ 30°C	32. Fosforo	
– mare	≤ 35°C	totale mg/l come P	10 (7)
– canali artificiali	≤ 35°C (1)	33. Ammoniaca	
– corsi d'acqua	(2)	totale mg/l come NH_4^+	30 (8)
6. Materiali sedimentabili ml/l	2	34. Azoto	
7. Materiali in sospensione		nitroso mg/l come N	0,6 (8)
totali mg/l	(3)	35. Azoto	
8. BOD_5 mg/l	(4)	nitrico mg/l come N	30
9. COD mg/l	(4)	36. Grassi e oli animali	
10. Metalli e non metalli tossici		e vegetali mg/l	40
totali (As-Cd-Cr^{VI}-Cu-Hg-Ni-Pb-Se-Zn)	3 (5) *	37. Oli minerali mg/l	10
11. Alluminio mg/l come Al	2 *	38. Fenoli totali mg/l come C_6H_5OH	1
14. Cadmio mg/l come Cd	0,02 *	40. Solventi organici	
15. Cromo III mg/l come Cr	4 *	aromatici mg/l	0,4
16. Cromo VI mg/l come Cr	0,2 *	41. Solventi organici	
17. Ferro mg/l come Fe	4 *	azotati mg/l	0,2
18. Manganese mg/l come Mn	4 *	42. Solventi	
19. Mercurio mg/l come Hg	0,005 *	clorurati mg/l	2
20. Nichel mg/l come Ni	4 *	43. Tensioattivi mg/l	4
21. Piombo mg/l come Pb	0,3 *	47. Coliformi	
22. Rame mg/l come Cu	0,4 *	totali MPN/100 ml	20.000 (9)
23. Selenio mg/l come Se	0,03 *	48. Coliformi	
24. Zinco mg/l come Zn	1	fecali MPN/100 ml	12.000 (9)
25. Cianuri mg/l come CN^-	1	49. Streptococchi	
26. Cloro attivo mg/l come Cl_2	0,3 *	fecali MPN/100 ml	2.000 (9)
28. Solfiti mg/l come SO_3^{--}	2		

(1) Valore medio della temperatura dell'acqua del canale a valle del punto di immissione dello scarico.

(2) La variazione massima tra le temperature medie a monte e a valle del punto di immissione dello scarico non deve superare i 3°C.

(3) ≤ 40% del valore a monte dell'impianto di depurazione.

(4) ≤ 70% del valore a monte dell'impianto di depurazione.

(5) $\frac{C_1}{L_1} + \frac{C_2}{L_2} + \frac{C_3}{L_3} \ldots + \frac{C_n}{L_n}$, ossia la somma dei rapporti tra la concentrazione con cui ogni singolo elemento è presente e la relativa concentrazione limite non deve superare il valore di 3, fermo restando che il limite fissato per ogni elemento non deve essere superato.

(6) Non si applica agli scarichi in mare.

(7) Il limite è ridotto a 0,5 nel caso di immissioni nei laghi, dirette o comprese entro una fascia di 10 km dalla linea di costa.

(8) Per gli scarichi in laghi, diretti o indiretti, compresi entro una fascia di 10 km dalla linea di costa, l'azoto complessivo (organico + ammoniacale + nitroso + nitrico) non deve superare i 10 mgN/l.

(9) Il limite si applica quando, a discrezione della autorità competente per il controllo, lo richiedono gli usi concomitanti del corpo idrico ricettore.

* Limiti riferiti all'elemento in soluzione come ione, sotto forma di complesso ed in sospensione.

gata alla legge (tab. 46.V.a). Ad essi tuttavia possono essere aggiunti dalle competenti autorità sanitarie altri limiti specifici, volti ad evitare che le acque sotterranee e superficiali, il suolo e la vegetazione subiscano degradazione o danno.

Gli scarichi in fognature pubbliche di insediamenti civili di qualsiasi natura sono sempre ammessi, purché si osservino i regolamenti emanati dall'autorità locale che gestisce la fognatura.

La stessa legge 10 maggio 1976, n. 319, e le successive modifiche ed integrazioni prevedono il pagamento di un canone ai comuni od ai consorzi intercomunali per il servizio di raccolta, depurazione e scarico delle acque reflue industriali e civili.

Norme relative all'inquinamento delle acque sono inoltre contenute nei seguenti decreti legislativi:

- D.Lgs. 27 gennaio 1992, n. 132, "Attuazione della direttiva CE 80/68 concernente la protezione delle acque sotterranee dall'inquinamento provocato da certe sostanze pericolose";
- D.Lgs. 27 gennaio 1992, n. 133, "Attuazione delle direttive CE 76/464, 83/513, 84/156, 84/491, 88/347 e 90/415 in materia di scarichi industriali di sostanze pericolose nelle acque".

Quest'ultimo decreto introduce alcuni criteri che verosimilmente troveranno sempre più applicazione nell'ambito delle leggi poste a tutela dell'ambiente:

a) concetto di sostanze "pericolose" (9): queste sono indicate negli allegati al decreto e provengono da industrie del settore chimico e petrolchimico; i valori limite fissati dal decreto per tali sostanze devono essere rispettati in corrispondenza del punto in cui le acque di scarico fuoriescono dal singolo impianto industriale o dall'impianto di depurazione che le tratta (10);
b) è evidenziato il diritto-dovere delle autorità competenti (province) ad intervenire – in caso di danno provocato da comportamenti in violazione al suddetto decreto – affinché i titolari degli scarichi provvedano, entro prefiggendi termini, ad eseguire le opere prescritte per l'eliminazione del danno e per la prevenzione di future insorgenze;
c) l'adozione della migliore tecnologia, in analogia al concetto anglosassone di *best available tecnology* (11): la sua individuazione è di competenza dello stato, che, in tal modo, rimuove le incertezze connesse alla scelta della tecnologia da adottare fra quelle offerte dal mercato;
d) l'introduzione di limiti espressi non solo come concentrazione della sostanza inquinante (così come indicato nella legge n. 319/1966), ma anche come rapporto ponderale tra la sostanza inquinante ed il "prodotto", la cui lavorazione dà origine all'inquinante stesso.

La legge 17 maggio 1995, n. 172, apporta alcune modifiche alla disciplina degli scarichi delle pubbliche fognature e degli insediamenti civili che non recapitano in pubblica fognatura. In particolare, precisa che tale disciplina deve essere definita dalle regioni. Ribadisce inoltre che gli scarichi nelle fognature pubbliche, prima dell'entrata in funzione dell'impianto centralizzato di depurazione, devono essere conformi ai limiti di accettabilità di cui alla tabella C e, successivamente all'entrata in

(9) Citiamo, in particolare, gli scarichi contenenti mercurio, cadmio, tetracloruro di carbonio, DDT, cloroformio, tricloroetilene.

(10) Questa prescrizione consente di evidenziare gli inquinanti pericolosi generati dalle singole lavorazioni prima che gli stessi vengano diluiti con le altre acque reflue prodotte in stabilimento.

(11) Con il termine "available" si intende una valutazione che tiene conto sia degli aspetti di tipo tecnico sia di quelli economici.

funzione del medesimo, devono adeguarsi ai limiti di accettabilità, alle norme ed alle prescrizioni regolamentari stabilite dai comuni, dai consorzi e dalle province che provvedono alla gestione del pubblico servizio.

46.4. L'INQUINAMENTO DI NATURA ORGANICA

Data l'importanza che riveste la presenza dell'ossigeno nelle acque di scarico (in relazione all'inquinamento), precisiamo meglio il concetto della domanda biochimica di ossigeno. Ci riferiamo particolarmente alle acque di scarico di origine domestica (denominate anche acque nere o cloacali).

Tali acque contengono notevoli quantità di sostanze inorganiche ed organiche; queste ultime, quando sono immesse nell'acqua di un corpo ricevente (fiume, lago, mare), vengono attaccate dalla flora batterica aerobica e trasformate in composti progressivamente più semplici. La più importante conseguenza di questi processi di demolizione consiste nella sottrazione di ossigeno al corpo idrico; sottrazione che può condurre anche all'esaurimento totale dell'ossigeno disciolto nell'acqua. In questo caso, la demolizione aerobica si interrompe e alla flora batterica aerobica se ne sostituisce una anaerobica. I processi di demolizione che la flora anaerobica determina, sono di tipo putrefattivo e caratterizzati da produzione di sostanze tossiche.

Le quantità di ossigeno assorbite, all'acqua di un corpo ricevente, dalle sostanze organiche contenute in un effluente inquinato variano con la concentrazione dei liquami e con la temperatura.

In definitiva, il tenore di ossigeno disciolto in un'acqua è uno dei principali elementi di giudizio della qualità di questa. Una carenza o assenza di ossigeno indica infatti la presenza di determinate quantità di sostanze organiche e quindi di fenomeni di inquinamento. D'altra parte, la stessa vita della ittiofauna (quando è presente nel corpo ricevente) dipende dalla quantità di ossigeno disciolto nell'acqua.

È stata proposta la seguente classificazione della qualità delle acque di un fiume, proprio basandosi sulla percentuale di ossigeno in esse disciolto rispetto alle condizioni di saturazione (12):

- acque buone: ossigeno disciolto: > 90%;
- acque discrete: ossigeno disciolto: 75% ÷ 90%;
- acque dubbie: ossigeno disciolto: 50% ÷ 75%;
- acque inquinate: ossigeno disciolto: < 50%.

Come si è detto, la quantità di ossigeno assorbita da acque nere immesse in un corpo ricevente dipende, a parità di temperatura, dalla concentrazione dei liquami, ossia dalla entità delle sostanze di natura organica in essi contenuta.

Il saggio più adottato per la valutazione della concentrazione di un liquame è quello che misura l'ossigeno richiesto dai microorganismi per il loro ciclo vitale ovvero la domanda biochimica di ossigeno o BOD (13): lo si determina ad una data temperatura e dopo un certo periodo di tempo (normalmente 5 giorni) dall'avvenuta immissione del liquame in acqua priva di sostanze organiche: la differenza fra la quantità di ossigeno primitiva e quella rimasta, misura appunto l'ossigeno biochimico richiesto.

(12) Si dice che, ad una data temperatura, un'acqua è satura di ossigeno quando ne contiene tanto quanto può averne disciolto a quella temperatura e stando a contatto con l'atmosfera.

(13) La domanda biochimica di ossigeno è stata definita come "la quantità di ossigeno richiesta per la decomposizione biologica delle sostanze organiche sotto condizioni aerobie, a una data temperatura e per un certo tempo". Il BOD si misura in ppm o in mg/l o in g/m³.

Poiché si può ritenere che dopo circa 20 giorni il processo di ossidazione sia terminato, il BOD corrispondente viene considerato come il fabbisogno totale di ossigeno. Il BOD a 5 giorni (o, come si suole scrivere, il BOD_5) è approssimativamente uguale al 70% del BOD_{20} o totale. Siccome la decomposizione provocata dai microorganismi è un processo relativamente lento, e poiché l'attività dei batteri è stimolata dall'alta temperatura e rallentata dalla bassa temperatura, il tempo e la temperatura di incubazione devono essere precisati. Comunemente si fa riferimento al BOD_5 a 20°C. Comunque la tab. 46.VI consente di passare da tale valore del BOD (considerato uguale a 1), ai valori del BOD relativi a diverse temperature e a diversi intervalli di tempo misurati a partire dall'avvenuto inquinamento da sostanze organiche biodegradabili.

I valori (medi) del BOD delle acque nere variano da paese a paese. Così, negli Stati Uniti si adottano i valori riportati nella tab. 46.VII, mentre per l'Europa valgono i valori contenuti nella tab. 46.VIII.

Alcuni autori distinguono le acque di origine domestica secondo tre diverse concentrazioni: debole, media e forte; e ad esse fanno corrispondere, rispettivamente, i seguenti valori del BOD: 210-350-600 ppm.

Altri indicano, nel caso di un liquame bruto nelle condizioni medie italiane, un BOD_{20} di 400 ppm in media, con punte massime di circa 650 ppm.

Riteniamo che i valori riportati nella tab. 46.VIII siano i più attendibili.

Poiché è solo apportando nuovo ossigeno ai liquami che si può consentire la trasformazione delle sostanze organiche in essi contenute ed evitare la putrefazione, si comprende la tendenza, ancora oggi diffusissima, di "diluire" le acque nere nei fiumi, dove esse possono trovare nuovo ossigeno per l'alimentazione dei processi ossidativi. Si determina cioè un processo di autodepurazione (14), grazie al quale le acque del fiume, inquinate in corrispondenza dell'immissione dei liquami, si chiarificano scendendo a valle. Alla base di tale processo di autodepurazione sta il bilancio tra l'ossigeno consumato in conseguenza dell'attività biochimica aerobica e l'ossigeno fornito dall'acqua diluente e dall'atmosfera. In altre parole e ricordando quanto si è detto più sopra, immettendo in un fiume acque nere aventi un elevato BOD, queste assorbono l'ossigeno disciolto nelle acque del fiume; contemporaneamente, però, l'acqua assorbe nuovo ossigeno dall'aria sovrastante. Se nell'alveo del fiume esistono piante acquatiche, anche queste apportano un contributo di ossigeno all'acqua. Perciò, ad una fase durante la quale l'ossigeno diminuisce o scompare completamente, segue una fase caratterizzata da un progressivo aumento dell'ossigeno; infine i processi ossidativi finiscono e le acque, prima inquinate, ridiventano chiare.

Il diagramma della fig. 46.4 pone in evidenza, in funzione del tempo, gli effetti dell'inquinamento delle acque di un fiume quando nello stesso si immettono dei liquami. La curva 1 fornisce il consumo di ossigeno disciolto, la curva 2 il riassorbimento di ossigeno da parte dell'acqua, la curva risultante 3 le variazioni nel tenore di ossigeno disciolto. Quest'ultima curva *(curva a sacco)* costituisce un'ottima rappresentazione del potere autodepurante del corpo d'acqua ricevente.

Numerosi metodi sono stati proposti per valutare il bilancio dell'ossigeno in un fiume. Fra i tanti, ricordiamo la *formula di Streeter:*

$$D = \frac{K_1 \cdot B_0}{K_2 - K_1}\left(e^{-K_1 t} - e^{-K_2 t}\right) \qquad (46.3)$$

(14) Si definisce "potere autodepurante" di un fiume la sua capacità di assorbire e demolire senza danno una certa carica di inquinanti organici.

Tabella 46.VI – Coefficienti di conversione del BOD_5 a 20°C.

Tempo (giorni)	Temperatura °C						
	5	10	15	20	25	30	35
1	0,11	0,16	0,22	0,30	0,40	0,54	0,70
2	0,21	0,30	0,40	0,54	0,71	0,91	1,14
3	0,31	0,41	0,56	0,73	0,93	1,17	1,42
4	0,38	0,52	0,68	0,88	1,11	1,35	1,60
5	6,45	0,60	0,79	1,00	1,23	1,47	1,71
6	0,51	0,68	0,88	1,10	1,31	1,56	1,78
7	0,57	0,75	0,95	1,17	1,40	1,62	1,82
8	0,62	0,80	1,01	1,23	1,45	1,66	1,85
9	0,66	0,85	1,06	1,28	1,49	1,69	1,87
10	0,70	0,90	1,10	1,32	1,52	1,71	1,88
12	0,77	0,97	1,17	1,37	1,56	1,73	1,89
14	0,82	1,02	1,21	1,40	1,58	1,74	1,90
16	0,85	1,06	1,24	1,43	1,59	1,75	–
18	0,90	1,08	1,27	1,44	1,60	1,76	–
20	0,92	1,10	1,28	1,45	1,61	–	–
25	0,97	1,14	1,30	1,46	–	–	–

Esempio: se il BOD_5 a 20°C di un liquame risulta pari a 240 ppm, il suo BOD_t (sempre a 20°C) vale 0,30 × 240 = 72 ppm; il suo BOD_{20} vale 1,45 × 240 = 348 ppm; il BOD_t a 30°C è 1,47 × 240 = = 350 ppm.

Tabella 46.VII – Composizione media e BOD dei liquami domestici del Nord America (in grammi/persona al giorno).

	Sostanze minerali	Sostanze organiche	Totale	BOD_5 20 °C
Sostanze in sospensione:	25	65	90	42
– separabili per decantazione	15	39	54	19
– non separabili per decantaz.	10	26	36	23
Sostanze disciolte	80	80	160	12
Totale	105	145	250	54

Tabella 46.VIII – Composizione media e BOD dei liquami domestici europei (in grammi/persona al giorno).

	Sostanze			Quantità di ossigeno assorbito in 5 giorni a 20 °C
	minerali	organiche	totali	
Sostanze in sospensione:				
– separabili per decantazione	20	40	60	19
– non separabili per decantazione	10	20	30	12 } 35
Sostanze disciolte	50	50	100	23
Totale	80	110	190	54

dove:

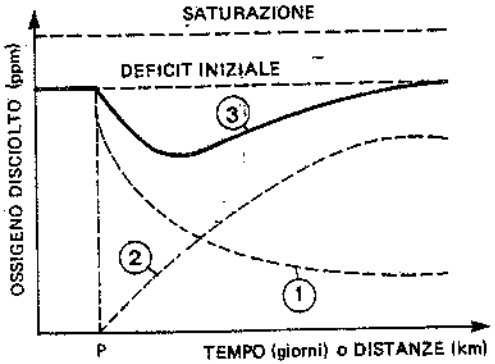
D = deficit di saturazione di ossigeno disciolto nell'acqua ad una certa temperatura e dopo il tempo t dal momento in cui è avvenuto lo scarico dei liquami ovvero quantità di ossigeno che manca per raggiungere la saturazione (si misura in mg/litro);

B_o = valore del BOD iniziale (t=0) nel punto in cui si verifica l'inquinamento ovvero valore del BOD della miscela fra l'acqua del fiume e l'effluente inquinante (15);

e = base dei logaritmi neperiani;

K_1 = coefficiente di deossigenazione: a seconda della composizione dei liquami varia da 0,06 a 0,30. Sono stati proposti alcuni metodi per il calcolo di tale coefficiente. Come valore medio si può considerare K_1=0,12;

K_2 = coefficiente di riossigenazione: variabile, oltre che con la temperatura (come K_1), con la velocità della corrente. Per fiumi non molto profondi si può assumere il valore 0,20 a 20°C.



1. Deossigenazione - 2. Riossigenazione - 3. Tenore di ossigeno disciolto.

Fig. 46.4 – Tenore di ossigeno disciolto nell'acqua di un fiume nel quale si immette, al tempo t=0, un effluente inquinato.

Come si è detto, a parte gli inconvenienti che potrebbero derivare da valori molto elevati del deficit di saturazione, se nel fiume vi è ittiofauna, D non dovrà raggiungere valori tali da compromettere la sopravvivenza dei pesci. È questo il limite del deficit di ossigeno da non superare nel fiume preso in considerazione.

In definitiva, in base alla formula di Streeter, per verificare se l'immissione in un fiume di acque nere determina inquinamenti non tollerabili nella corrente ricevente, occorrerà conoscere:

– il BOD iniziale del fiume e quello del liquame;
– la portata d'acqua del fiume e la portata dell'affluente inquinante;
– i coefficienti K_1 e K_2.

Il grafico della fig. 46.4 può essere costruito applicando appunto la formula di Streeter.

È evidente che, se si può considerare approssimativamente uniforme il moto della corrente, ai tempi t si possono sostituire le distanze dalla località in cui si verifica l'inquinamento.

(15) Il valore di B_o può essere calcolato mediante l'espressione:

$$B_o = \frac{\text{BOD fiume}\left(\frac{\text{portata fiume}}{\text{portata liquame}}\right) + \text{BOD liquame}}{1 + \frac{\text{portata fiume}}{\text{portata liquame}}}$$

scritta in modo da mettere in evidenza il rapporto di diluizione acqua ricevente-liquame.

Senonché, nella maggior parte dei corsi d'acqua non si ha un unico scarico, ma più scarichi distribuiti lungo il tratto di fiume considerato. Perciò il calcolo della minima concentrazione di ossigeno dovrà essere impostato assumendo, come valori iniziali del deficit D di ciascun tronco di fiume compreso fra due scarichi successivi, il valore finale del tronco precedente e come valori iniziali di B la combinazione dei valori finali di B del tronco precedente con i valori del BOD del successivo scarico.

In tali casi, la *formula di Streeter* diventa:

$$D = \frac{K_1 \cdot B_0}{K_2 - K_1}(e^{-K_1 t} - e^{-K_2 t}) + D_0 e^{-K_2 t} \qquad (46.4)$$

nella quale D_0 indica il deficit iniziale di ossigeno che si ha immediatamente a monte del punto di immissione del nuovo liquame.

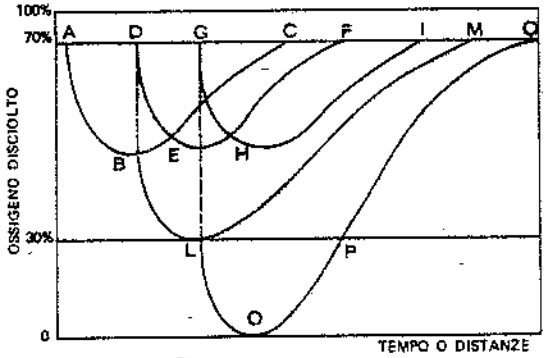


Fig. 46.5 – Andamento qualitativo del fenomeno di inquinamento di un corso d'acqua da parte di più effluenti distribuiti lungo il percorso.

La fig. 46.5 illustra l'andamento del fenomeno: la linea orizzontale AQ coincide con la concentrazione normale di ossigeno nel fiume nell'ipotesi che non si verificassero immissioni di acque nere. La linea ABC fornisce la concentrazione di ossigeno nell'ipotesi che si abbia un solo scarico di liquami in A; analogamente la linea DEF si riferisce al caso in cui si abbia immissione di acque nere nel solo punto D; la linea GHI allo scarico in G e così via.

Ma la linea ABLM rappresenta l'effetto combinato degli scarichi A e D, mentre, a sua volta, la linea ABLOPQ fornisce l'effetto combinato degli scarichi A–D e G.

È quindi possibile valutare il deficit di ossigeno che si verifica in un fiume in conseguenza di più scarichi di acque nere distribuiti lungo il corso d'acqua.

46.5. METODI DI VALUTAZIONE DELL'INQUINAMENTO

La valutazione del grado di inquinamento delle acque può essere eseguita mediante tecniche diverse, fra le quali ricordiamo:

- l'*analisi chimico-fisica*, per la determinazione del pH, del BOD e COD, della temperatura, delle sostanze tossiche, ecc.; tale analisi viene eseguita mediante metodi ed apparecchiature scelte in relazione al tipo di inquinamento che si deve valutare;
- il *test di ittiotossicità*, consigliabile – oltre all'analisi chimico-fisica – per la valutazione dell'inquinamento degli scarichi industriali;
- i *test biologici e microbiologici*, necessari per le acque destinate ad usi potabili.

46.6. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

Riepilogando, il problema dell'inquinamento degli scarichi idrici deve essere affrontato applicando i due criteri fondamentali seguenti:

- *migliore utilizzazione dell'acqua* (in modo da evitare ogni spreco e ridurre le portate da trattare prima dello scarico) attraverso utilizzazioni in serie, recuperi e ricicli, epicresi (v. capitolo 36 § 6);
- *depurazione delle acque* non solo prima del loro uso (in relazione ad esigenze specifiche quali lavorazioni particolari o alimentazione di caldaie), ma anche prima dello scarico, così da non danneggiare il corpo idrico ricevente (fiume, lago, mare, fognatura, ecc.): in altre parole, si tratta di depurare le acque di scarico in modo da ridurre le sostanze velenose, tossiche o corrosive in esse contenute, a livelli accettabili senza danni per il corpo ricevente.

In linea generale, con riferimento al settore che più ci interessa (industria), i possibili ricettori delle acque residue di origine industriale sono (fig. 46.6):

a) corpi d'acqua superficiali, se gli scarichi sono puliti o non inquinati oltre i limiti precisati nella legge 10 maggio 1976 n. 319 (tab. 46.V.a) e successive modifiche ed integrazioni;

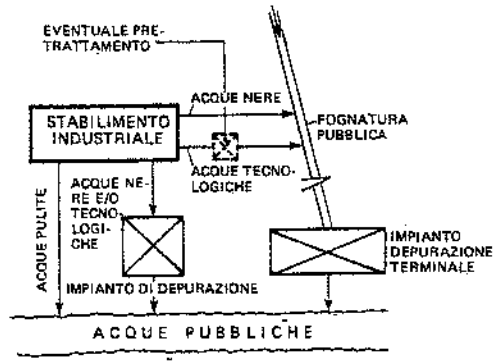


Fig. 46.6 – Possibili alternative di smaltimento delle acque residue industriali.

b) fognatura pubblica (che a sua volta dovrebbe convogliare le acque ad un impianto di depurazione terminale), a condizione che gli scarichi non contengano sostanze dannose per i condotti fognari o compromettenti il buon funzionamento dell'impianto terminale; perciò, mentre le acque provenienti dai servizi igienici o ad esse assimilabili possono essere scaricate direttamente nella fognatura pubblica (e quindi nell'impianto terminale), altre acque richiedono un pre-trattamento presso lo stabilimento, in modo da rispettare i limiti di accettabilità relativi al recapito in esame;

c) uno o più impianti di trattamento presso le aziende prima dello scarico in acque superficiali, il che può comportare, ovviamente, costi non indifferenti (a meno di costruire degli impianti di trattamento consortili, atti a servire più aziende le cui acque residue siano trattabili con gli stessi metodi di depurazione o con metodi fra loro complementari).

Nei capitoli che seguono, ci soffermeremo sui sistemi più correnti di trattamento delle acque primarie e degli scarichi di origine industriale e domestica.

46.7. BIBLIOGRAFIA

H. Babbit, E. Bauman, *Sewerage and sewage treatment*, New York, John Wiley & Sons Inch.
K. Imhoff, G. Fair, *Sewage treatment*, London, John Wiley e Sons Inch.
K. Imhoff, P. Koch, *Manuel de l'asseinissement urbain*, Paris, Dunod.
R. Bolton, L. Klein, *Sewage treatment: Basic principles and trends*, London, Butterworths.
G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Treves.
B. Southgate, *Treatment and disposal of industrial water*, London, His Majesty's Stationery Office.
P. Berbenni, G. Bianucci, *I trattamenti delle acque di scarico*, Milano, Etas-Kompass.
G. Bianucci, G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.
G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.
C. Versino, A. Margara, C. Sarzanini, C. Bicchi, *Nuovo dispositivo per la determinazione del BOD_5^{20} e dell'UOD^{20}*, Annali di chimica, 64,317.

47. Trattamenti delle acque primarie

47.1. ELIMINAZIONE DELL'ANIDRIDE CARBONICA

L'acqua contiene quantità variabili di gas disciolti quali anidride carbonica, ossigeno, azoto e, in casi particolari, idrogeno solforato. Per quanto riguarda l'anidride carbonica, le acque sotterranee sono in genere più ricche di CO_2 libera delle acque superficiali (1). Questo gas, com'è noto, rende aggressiva l'acqua e provoca un abbassamento del pH.

La riduzione del tenore di CO_2 sciolta nell'acqua può essere ottenuta con i seguenti procedimenti:

- *aerazione*: l'acqua viene suddivisa in pioggia e posta a contatto con aria, eventualmente insufflata mediante ventilatori (fig. 47.1); in tal modo, l'anidride carbonica si separa dall'acqua;
- *neutralizzazione con reattivi basici*, quali il carbonato di sodio (2). L'aggiunta di carbonato sodico all'acqua provoca la seguente reazione:

(47.1) $$Na_2CO_3 + CO_2 + H_2O \rightleftarrows 2NaHCO_3$$

Con questo sistema si elimina la CO_2 libera, ma si introduce nell'acqua del bicarbonato di sodio (che in taluni casi può non essere accettabile);

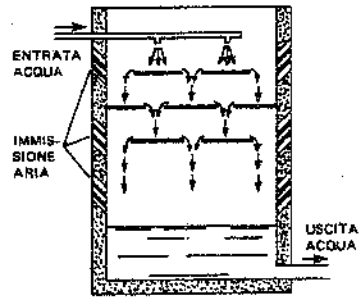


Fig. 47.1 – Riduzione del tenore di anidride carbonica contenuta nell'acqua per aerazione.

(1) Per contro, le acque sotterranee contengono sovente meno ossigeno di quelle superficiali (a parità di purezza).

(2) La riduzione dei gas disciolti nell'acqua mediante l'impiego di prodotti chimici prende anche il nome di *degasaggio chimico*.

– *neutralizzazione mediante filtrazione su prodotti alcalino-terrosi*, quali la polvere di marmo: l'anidride carbonica trasforma il $CaCO_3$ in bicarbonato, che passa facilmente in soluzione (facendo aumentare la durezza temporanea dell'acqua):

(47.2) $$CO_2 + CaCO_3 + H_2O \rightleftarrows Ca(HCO_3)_2$$

47.2. ELIMINAZIONE DELL'OSSIGENO

L'ossigeno disciolto nell'acqua, com'è noto, risulta molto corrosivo, specialmente a temperature elevate. È pertanto necessario, per certi impieghi dell'acqua, rimuoverlo preventivamente.

Specie nel caso di acqua destinata a caldaie, si ricorre sovente al riscaldamento fino a circa 100°C in torri cilindriche del tipo schematizzato in fig. 47.2: a tale temperatura, l'ossigeno e gli altri gas disciolti nell'acqua si liberano e fuoriescono all'esterno.

Per ridurre gli effetti negativi dell'ossigeno si può anche aggiungere all'acqua solfito di sodio, ottenendo la seguente reazione:

(47.3) $$2\,Na_2SO_3 + O_2 \rightleftarrows 2\,Na_2SO_4$$

oppure si ricorre ad una inibizione della corrosione mediante silicato di sodio e soda caustica (metodo non adatto per le acque di caldaia) o ancora all'aggiunta di carbonato di calcio, il quale provoca una leggera incrostazione (metodo usato per acque di caldaie a bassa pressione).

In linea generale, però, la riduzione dell'ossigeno è preferibilmente ottenuta mediante idrazina (a caldo):

(47.4) $$N_2H_4 + O_2 \rightarrow H_2O + N_2\uparrow$$

E poiché un eventuale eccesso di idrazina si decompone in azoto e ammoniaca, quest'ultima può anche neutralizzare l'anidride carbonica presente nelle acque di condensa.

47.3. AERAZIONE DELL'ACQUA

Come si è detto nei paragrafi precedenti, l'aerazione dell'acqua (cioè la realizzazione di un intimo contatto acqua-aria) consente di eliminare i gas disciolti in condizione di sovrasaturazione.

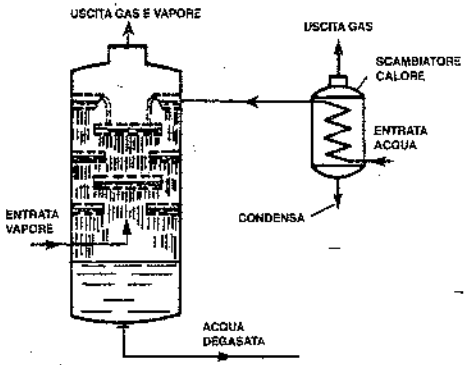


Fig. 47.2 – Impianto per il degasaggio termico dell'acqua: il fluido riscaldante è costituito da vapore il quale incontra l'acqua che scende dall'alto, lungo piani sovrapposti.

Ma l'aerazione – come del resto dice il termine – viene anche utilizzata per immettere ossigeno nell'acqua, al fine di aumentare il tenore di tale gas o di assicurare l'ossidazione di certi elementi riducenti (ioni e manganese) o ancora di attenuare eventuali odori.

– Si può aerare un'acqua (alla pressione atmosferica) con uno dei seguenti sistemi:

a) frazionamento dell'acqua (fig. 47.3);
b) pioggia d'acqua su ripiani sovrapposti, con o senza ventilazione meccanica (fig. 47.1);
c) frazionamento e caduta dell'acqua su ripiani sovrapposti (fig. 47.4).

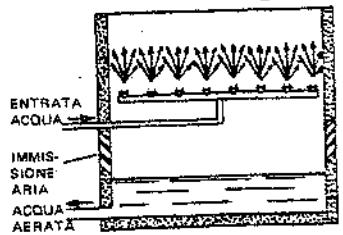


Fig. 47.3 – Frazionamento dell'acqua per ottenerne l'aerazione.

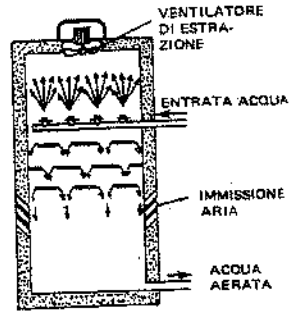


Fig. 47.4 – Aeratore a frazionamento ed a cascata.

47.4. DEFERRIZZAZIONE

Il ferro si trova in acque sotterranee per lo più allo stato di sali ferrosi. A contatto dell'aria questi si trasformano in sali ferrici, che si idrolizzano (3) più o meno rapidamente e danno luogo a un precipitato di idrossido ferrico.

Nelle acque superficiali il ferro può trovarsi sotto forma di sale ferrico.

I procedimenti più seguiti per la deferrizzazione sono i seguenti:

a) Trattamento con calce:

(47.5) $$FeSO_4 + Ca(OH)_2 \rightleftarrows CaSO_4 + Fe(OH)_2$$

L'idrato ferroso, in presenza di ossigeno, si trasforma in idrato ferrico:

(47.6) $$2Fe(OH)_2 + \frac{1}{2}O_2 + H_2O \rightleftarrows 2Fe(OH)_3$$

Ovviamente, se nell'acqua è presente il bicarbonato di calcio (vale a dire se l'acqua ha una durezza temporanea relativamente elevata) non occorre aggiungere calce; infatti, si ha:

(47.7) $$FeSO_4 + Ca(HCO_3)_2 \rightleftarrows Fe(OH)_2 + CaSO_4 + 2CO_2$$

e quindi, ossigenando, si ottiene l'idrato ferrico.

b) Flocculazione (v. capitolo successivo, § 3), seguita da decantazione e filtrazione.

(3) Per idrolisi si intende quel fenomeno per cui alcuni ioni metallici, che si trovano in soluzione acquosa, reagiscono con gli ioni dissociati dell'acqua, dando origine a composti più difficilmente dissociabili ed in alcuni casi insolubili. Per esempio:
– $H_2O \rightleftarrows H^+ + OH^-$
– $FeCl_3 \rightleftarrows Fe^{+++} + 3\,Cl^-$
– $Fe^{+++} + 3(OH)^- \rightarrow Fe(OH)_3$, idrossido di Fe, insolubile.

c) Ossidazione, ottenuta favorendo il contatto acqua-aria (ad esempio, facendo passare l'acqua attraverso un letto di lava vulcanica dura e porosa), seguita da una filtrazione (con filtro a sabbia) per separare l'idrato ferrico che si è formato (4).

47.5. DEMANGANIZZAZIONE

Facendo reagire con ozono, biossido di cloro o permanganato di potassio, il manganese contenuto nell'acqua, quest'ultimo precipita allo stato di ossido idrato, il quale viene poi trattenuto da un filtro.

In alternativa, si ricorre alla filtrazione catalitica: facendo passare l'acqua su sabbia, antracite o carbone attivo ricoperti di uno strato di biossido di manganese, questo catalizza l'ossidazione del manganese contenuto nell'acqua con il solo ossigeno disciolto nella stessa.

47.6. ADDOLCIMENTO, DECARBONATAZIONE, DEMINERALIZZAZIONE

Le acque normalmente impiegate nell'industria contengono ioni disciolti i quali – per certi impieghi dell'acqua – danno luogo a inconvenienti.

Di conseguenza, può risultare necessario eseguire sulle acque stesse uno dei seguenti trattamenti:

- *addolcimento*, consistente nell'abbattimento della durezza temporanea (bicarbonati di Ca e Mg) e permanente (quest'ultima dovuta alla presenza di ioni calcio e magnesio);
- *decarbonatazione*, consistente nella eliminazione totale o parziale della durezza temporanea, costituita dai bicarbonati alcalino-terrosi (calcio e magnesio);
- *demineralizzazione*, consistente nella eliminazione della salinità dell'acqua.

Tali trattamenti possono essere realizzati in due modi diversi.

1) Per **precipitazione chimica**, vale a dire aggiungendo all'acqua un reattivo solubile che, scambiando i propri ioni o combinandosi con gli ioni indesiderabili contenuti nell'acqua, porti al risultato di far precipitare fino al limite di solubilità i prodotti di tale combinazione.

Fra i procedimenti di interesse pratico, ricordiamo i seguenti:

a) *Decarbonatazione alla calce*

La decarbonatazione alla calce consiste nella eliminazione della durezza temporanea di un'acqua, secondo le seguenti reazioni (favorite dalla temperatura):

$$(47.8)\qquad Ca(HCO_3)_2 + Ca(OH)_2 \rightarrow 2\,CaCO_3\downarrow + 2\,H_2O$$

$$(47.9)\qquad Mg(HCO_3)_2 + 2Ca(OH)_2 \rightarrow 2\,CaCO_3\downarrow + Mg(OH)_2\downarrow + 2H_2O$$

In presenza di una massa sufficiente di cristalli di $CaCO_3$ già precipitati, le reazioni sopra riportate avvengono in pochi minuti: infatti, tali cristalli hanno la tendenza a catalizzare la precipitazione favorendo l'aumento di volume dei cristalli in sospensione, che pertanto decantano più rapidamente.

(4) Le reazioni di ossidazione e successiva precipitazione di $Fe(OH)_3$ sono condizionate dal pH: in acque "acide" non si ha precipitazione.

Un apparecchio usato per la decarbonatazione a freddo è quello schematizzato in fig. 47.5: esso ha la forma di un cono rovesciato e, nella parte inferiore, contiene granuli di marmo o sabbia calcarea. L'acqua e la calce sono introdotti tangenzialmente dal basso, in modo da provocare un rimescolamento dei liquidi e uno stretto contatto con i granuli. In pochi minuti il $CaCO_3$ precipita sulla superficie dei granuli, che periodicamente vengono sostituiti.

La calce reagisce anche con gli altri sali di Mg, quali solfati e cloruri:

$$(47.10)\qquad MgSO_4 + Ca(OH)_2 \rightarrow Mg(OH)_2\downarrow + Ca\,SO_4$$

$$(47.11)\qquad MgCl_2 + Ca\,(OH)_2 \rightarrow Mg\,(OH)_2\downarrow + CaCl_2$$

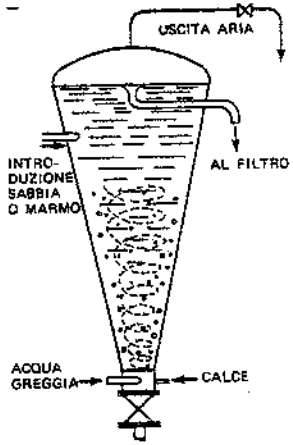


Fig. 47.5 – Apparecchio per l'eliminazione a freddo della durezza calcica.

b) *Eliminazione della durezza permanente* mediante carbonato di sodio:

$$(47.12)\qquad Ca\,SO_4 + Na_2\,CO_3 \rightarrow Ca\,CO_3\downarrow + Na_2\,SO_4$$

$$(47.13)\qquad Ca\,Cl_2 + Na_2\,CO_3 \rightarrow 2\,Na\,Cl + Ca\,CO_3\downarrow$$

2) Per **scambio ionico**: determinate sostanze, come alcune terre naturali o zeoliti, hanno – nella loro struttura molecolare – dei gruppi acidi o basici suscettibili di scambiare gli ioni positivi o negativi fissati in tale reticolo molecolare, con gli ioni dello stesso segno che si trovano in soluzione nell'acqua da trattare.

Oggi le zeoliti sono praticamente sostituite da composti sintetici, insolubili, minerali e organici, noti con il termine di *resine scambiatrici di ioni*.

Si hanno resine cationiche ed anioniche: le prime possiedono una struttura molecolare portante cariche negative (hanno cioè gruppi funzionali acidi come $-SO_2OH$ o $-COOH$) e possono scambiare gli ioni idrogeno (H^+) con ioni carichi positivamente (ioni inorganici od organici); le seconde hanno un reticolo molecolare portante cariche positive (hanno cioè gruppi funzionali basici del tipo $-NH_3OH$) e possono scambiare gli ioni ossidrile (OH^-) con anioni minerali od organici). Si può inoltre fare distinzione fra resine acide e basiche forti o deboli. Normalmente si indica con R il radicale della resina e lo si fa seguire dallo ione che la resina può cedere.

Lo scambio di ioni avviene secondo una reazione reversibile del tipo:

$$(47.14)\qquad RA + B^+ \rightleftarrows RB + A^+$$

Con riferimento all'addolcimento di un'acqua, la (47.14) si può scrivere:

$$(47.15)\qquad 2\,RNa + Ca^{++} \rightleftarrows R_2\,Ca + 2Na^+$$

nella quale la reazione da sinistra a destra rappresenta la fase di lavoro, mentre la reazione inversa corrisponde alla rigenerazione dello scambiatore di ioni (fase di rigenerazione).

Esaminiamo le reazioni tipiche delle resine cationiche e anioniche. Indicando con X e Y rispettivamente un catione e un anione generici, risulta:
– reazione cationica:

(47.16) $$RH + X^+ \rightleftarrows RX + H^+$$

– reazione anionica:

(47.17) $$ROH + Y^- \rightleftarrows RY + OH^-$$

Si può quindi dire che le resine cationiche ed anioniche hanno rispettivamente il comportamento di acidi e basi insolubili, che reagiscono con gli ioni in soluzione rimanendo però allo stato solido.

Si osservi che dopo il trattamento con resine cationiche l'acqua risulta acida per la presenza di H^+: bisogna quindi ricorrere ad un trattamento mediante resine anioniche per ristabilire l'equilibrio con gli OH^-.

La rigenerazione delle resine può avvenire rispettivamente mediante un acido (resina cationica) od una base (resina anionica) secondo le reazioni formali:
– rigenerazione cationica (tramite acido):

(47.18) $$RX + AH \rightleftarrows RH + AX$$

– rigenerazione anionica (tramite base):

(47.19) $$RY + BOH \rightleftarrows ROH + BY$$

La tab. 47.I sintetizza i tipi, le caratteristiche e gli impieghi delle resine scambiatrici di impiego corrente.

Tabella 47.I – Resine scambiatrici di ioni.

Resine	Tipo	Forma	Rigenerante	Impieghi	Esempi
Cationiche	forti	Na	NaCl	trasformazione dei sali di calcio e magnesio nei sali di sodio corrispondenti	addolcimento
		H	HCl H_2SO_4	scambio di tutti i cationi dei sali disciolti nell'acqua (con idrogeno) che vengono così trasformati nei corrispondenti acidi liberi	demineralizzazione
	deboli	H	HCl H_2SO_4	scambio dei cationi dei bicarbonati disciolti nell'acqua	decarbonatazione
Anioniche	forti	OH	NaOH	scambio degli anioni degli acidi forti (con ioni ossidrili), compresi acido carbonico e silice	demineralizzazione totale
	deboli	OH	NaOH	scambio degli anioni degli acidi forti (con ioni ossidrili), ma non dell'acido carbonico e della silice	demineralizzazione senza decarbonatazione e desilicazione

Industrialmente, le reazioni di scambio ionico avvengono in colonne verticali costituite da letti di supporto, contenenti la resina, racchiusi in cilindri metallici a fondi bombati: l'acqua da trattare, percolando attraverso tali letti, cede alla resina scambiatrice gli ioni da rimuovere e riceve quelli innocui che la resina stessa possiede (fig. 47.6).

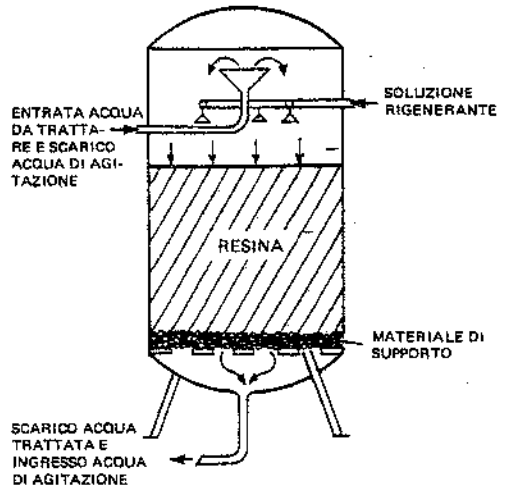


Fig. 47.6 – Colonna contenente resina scambiatrice di ioni.

Si comprende che il volume di resina contenuto nei letti deve essere proporzionato alla quantità di ioni da sostituire nell'acqua in trattamento (5).

Se, a titolo esemplificativo, ci riferiamo alla reazione di scambio (47.15), la percolazione attraverso la colonna di resina cationica in ciclo sodico ridurrà la concentrazione degli ioni Ca^{++} presenti nell'acqua.

È ovvio che dopo un certo tempo la resina avrà sostituito tutti gli ioni Na^+ con gli ioni Ca^{++} e quindi non sarà più in grado di esplicare la sua azione: sarà cioè esaurita. Per rigenerarla, bisogna invertire il senso della reazione di scambio, il che si può ottenere – nel caso considerato – facendo percolare attraverso la colonna di resina una soluzione di un sale di sodio, normalmente NaCl.

Prima dell'introduzione (in equicorrente) della soluzione rigenerante, si effettua un'operazione di lavaggio (con acqua in controcorrente) dei letti di resina, al fine di ripulirli delle particelle estranee depositatesi e di ridistribuire i granuli; inoltre, dopo l'introduzione della soluzione rigenerante e prima di iniziare lo scambio ionico per cui la colonna è prevista, si effettua ancora un'operazione di lavaggio (con acqua preventivamente trattata in equicorrente), al fine di eliminare l'eccesso di rigenerante.

In sintesi, il ciclo di uno scambio ionico comprende quattro fasi:
– fissaggio o fase di lavoro, in cui l'acqua da trattare attraversa il letto dall'alto al basso;
– lavaggio in controcorrente;
– rigenerazione dall'alto al basso in equicorrente;
– rimozione dell'eccesso di sostanza rigenerante dall'alto al basso mediante risciacquo finale.

I parametri più significativi delle resine scambiatrici di ioni sono i seguenti:
- capacità utile di scambio;
- carico volumico o specifico (litri di acqua trattata all'ora per ogni litro di resina).

Nel paragrafo seguente ci soffermeremo sui principali procedimenti di trattamento delle acque mediante scambio ionico.

(5) In pratica, vi è un limite alla concentrazione degli ioni rimossi.

47.7. SCAMBIATORI IONICI

Come si è detto, uno scambiatore ionico è costituito da un recipiente cilindrico chiuso, ad asse verticale, contenente la resina. Questa può essere disposta direttamente sopra il sistema di drenaggio dell'acqua trattata (rete di tubazioni forate oppure diffusori uniformemente ripartiti su una piastra di supporto) oppure sopportata da uno strato di materiali granulari inerti (silice, antracite, plastica) nel quale è inserito il sistema di drenaggio (fig. 47.6).

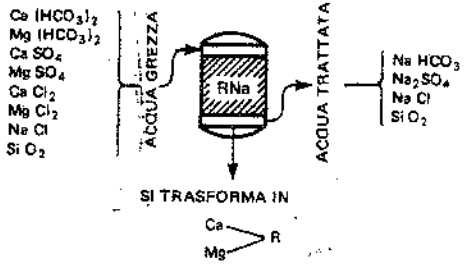


Fig. 47.7 – Addolcimento mediante scambiatore cationico.

Descriviamo di seguito i principali procedimenti di trattamento delle acque mediante scambiatori ionici in letti fissi, rigenerati e saturati dall'alto verso il basso. Trattasi delle tecniche tradizionali, alle quali se ne sono andate affiancando altre, come la rigenerazione in controcorrente, gli scambiatori a letti mobili, ecc.

I principali trattamenti delle acque affidati agli scambiatori ionici sono: l'addolcimento, la decarbonatazione e la demineralizzazione.

L'*addolcimento* si realizza mediante uno scambiatore di cationi, rigenerato con una soluzione di cloruro di sodio al 10% (fig. 47.7).

Tutti i sali contenuti nell'acqua trattata si trasformano pertanto in sali di sodio.

Se all'addolcimento vero e proprio si fa precedere una decarbonatazione alla calce (v. § 47.6a), si eliminano i bicarbonati e si ottiene – alla fine – acqua *addolcita* e *decarbonata* (la durezza scende a valori compresi fra 2° e 4°F) (fig. 47.8).

La *decarbonatazione* può anche essere ottenuta impiegando una resina carbossilica che fissa i cationi dei bicarbonati, lasciando gli anioni degli stessi nell'effluente, sotto forma di acidi: il tipo di resina scelto ha la proprietà di limitare il processo di fissaggio dei cationi fino a valori del pH dell'acqua trattata compresi fra 4 e 5; ragione per cui non occorre neutralizzare gli acidi forti – si deve solo eliminare l'acido carbonico – come si dovrebbe fare nel caso di normali scambiatori di resine cationiche solfoniche (fig. 47.9). Gli acidi minerali prodottisi (solforico e cloridrico) reagiscono con i bicarbonati ancora presenti con formazione dei corrispondenti solfati e cloruri e con liberazione, in fase di degasaggio, di un quantitativo stechiometrico di CO_2.

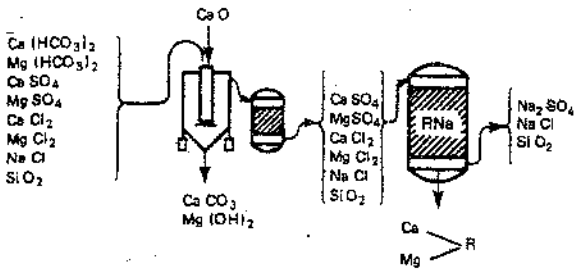


Fig. 47.8 – Decarbonatazione a calce ed addolcimento mediante scambiatore cationico.

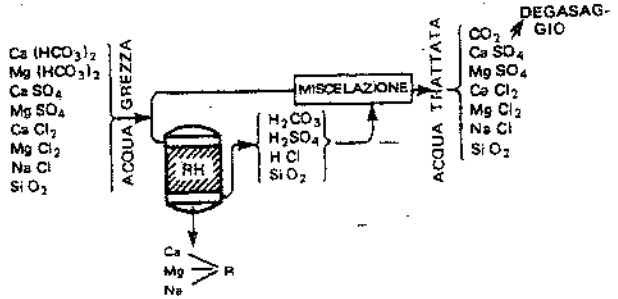


Fig. 47.9 – Decarbonatazione mediante scambiatore cationico carbossilico.

La *demineralizzazione* si ottiene, nel caso più semplice, facendo passare l'acqua dapprima in uno scambiatore di cationi sotto la forma RH (rigenerato con una soluzione di acido cloridrico o solforico), quindi in uno scambiatore di anioni sotto forma di ROH (rigenerato mediante soda caustica).

Al passaggio nel primo scambiatore, i cationi sono trattenuti dalla resina, per cui restano nell'acqua gli acidi dei sali presenti inizialmente. Gli anioni di tali acidi vengono trattenuti dal secondo scambiatore; questo può essere costituito da:

- una resina a debole basicità, atta a trattenere gli anioni forti, ma non gli anioni deboli (acido carbonico e silice) (fig. 47.10);
- una resina a forte basicità, atta a trattenere sia gli anioni forti sia gli anioni deboli (fig. 47.11).

In pratica, la demineralizzazione totale è ottenuta apportando varianti diverse ai due schemi-base sopra riportati: ciò al fine di ottimizzare il consumo di reattivi e di ottenere la minima salinità residua possibile.

Si hanno anche impianti in cui le due resine cationiche ed anioniche sono inserite in una sola colonna, intimamente mescolate fra di loro. La rigenerazione si effettua separando idraulicamente le due resine in fase di controlavaggio: la resina anionica – più leggera – si sposta verso l'alto, la cationica verso il basso; possono quindi essere rigenerate separatamente, la prima con soda caustica, la seconda con un acido forte; successivamente, le resine vengono di nuovo rimescolate mediante aria compressa (fig. 47.12). I letti misti possono anche essere rigenerati con un singolo passaggio di una soluzione di NaCl.

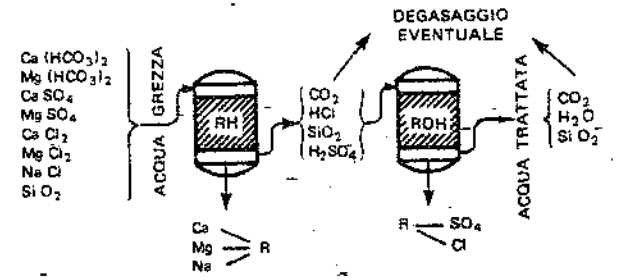


Fig. 47.10 – Demineralizzazione, senza desilicazione, mediante scambiatore cationico e scambiatore anionico debolmente basico.

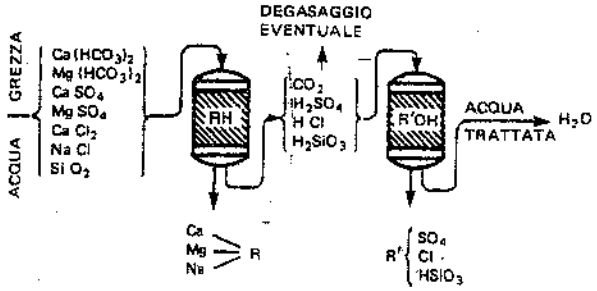


Fig. 47.11 – Demineralizzazione, con desilicazione, mediante scambiatore cationico e scambiatore anionico fortemente basico.

Gli scambiatori a letti misti sono in genere utilizzati come trattamento finale, dopo una catena di demineralizzazione primaria oppure quando l'acqua ha una salinità ridotta.

Attualmente sono anche disponibili resine a scambio ionico misto.

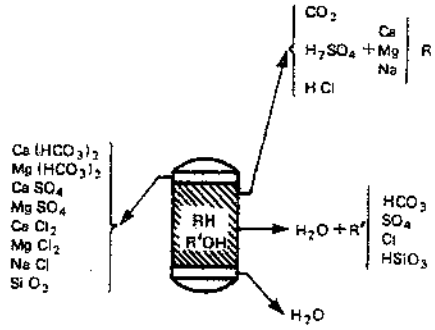


Fig. 47.12 – Demineralizzazione mediante scambiatore a "letto misto".

47.8. TRATTAMENTO DELL'ACQUA PER USI POTABILI

In vista della destinazione dell'acqua ad usi potabili, si devono esaminare i seguenti parametri:
- temperatura;
- tenore di sostanze in sospensione;
- colore, odore e sapore;
- salinità;
- ossigeno disciolto;
- tenore in sostanze organiche (ivi compreso il plancton);
- contenuto batteriologico.

Nel caso più generale, un processo di potabilizzazione dell'acqua comprende le seguenti fasi:
- grigliatura (v. capitolo 48 § 1);
- pre-trattamento al cloro (allo scopo di ottenere acqua più facilmente filtrabile);
- aerazione (per eliminare gas in eccesso, come l'anidride carbonica, oppure per aumentare il tenore di ossigeno, fino a rendere l'acqua gradevole da bere);
- coagulazione (v. capitolo 48 § 3), al fine di diminuire il potenziale elettronegativo delle particelle contenute nell'acqua (annullando le forze repulsive, le particelle possono agglomerarsi in fiocchi); questo trattamento è riservato alle acque che presentano una o più delle seguenti caratteristiche:

  - tenori di sostanze in sospensione e organiche elevati;
  - torbidità;
  - colore;
- decantazione;
- filtrazione su filtri a sabbia;
- percolazione su carbone attivo (v. capitolo 48 § 8) per trattenere microinquinanti organici ed eliminare molecole in grado di dare sapori sgradevoli all'acqua oppure per ridurre l'eccesso di cloro;
- sterilizzazione finale (con cloro/raggi ultravioletti/ozono).

Sulla qualità delle acque destinate ad usi potabili citiamo:
- il D.P.R. 3 luglio 1982, n. 515, "Attuazione della direttiva CE n. 75/440 concernente la qualità delle acque superficiali destinate alla produzione di acqua potabile;
- il D.P.R. 24 maggio 1988, n. 236, "Attuazione della direttiva CE n. 80/778 concernente la qualità delle acque destinate al consumo umano".

I fanghi risultanti dal trattamento delle acque destinate ad usi potabili possono essere (v. capitolo 49):
- scaricati su letti di essiccazione;
- disidratati mediante filtri-pressa, filtri a vuoto o centrifughe;
- inviati in pubbliche discariche (non contenendo sostanze tossico-nocive).

47.9. LA DISSALAZIONE DELLE ACQUE DI MARE E SALMASTRE

Le acque di mare e le acque salmastre contengono sali minerali disciolti, costituiti prevalentemente da cloruri di sodio e di magnesio, solfati di magnesio, di calcio e di potassio, carbonato di calcio, bromuro di magnesio.

Il tenore in sali disciolti (salinità) è misurato in ppm o in mg/l.

In linea generale, l'*acqua marina* contiene da 35.000 a 42.000 mg/l di sali minerali disciolti, a seconda dei mari (fanno eccezione i mari chiusi, fra i quali il mare Morto, che ha una salinità pari a 270.000 mg/l, ed il mare Caspio con 13.000 mg/l).

L'*acqua salmastra* (sia superficiale che sotterranea) ha un tenore in sali disciolti inferiore a quello dell'acqua marina: con riferimento alle acque salmastre più frequentemente disponibili, la salinità è compresa fra 2.000 e 10.000 mg/l e molto spesso fra 2.000 e 5.000 mg/l.

Vale la pena di rilevare che un'acqua destinata ad usi potabili non dovrebbe contenere più di 500 mg/l di sali disciolti (come suggerisce l'Organizzazione Mondiale della Sanità), anche se in certi casi si raggiungono i 1.000 mg/l.

In altro capitolo abbiamo sottolineato l'importanza della dissalazione delle acque contenenti sali minerali disciolti; possiamo ora precisare che tale dissalazione interessa sia le acque di mare sia le acque salmastre.

Fra i numerosi procedimenti di dissalazione, citiamo quelli più noti in campo applicativo e che richiedono i minori consumi di energia (6).

(6) L'energia necessaria per la dissalazione è solitamente riferita al metro cubo di acqua dolce ottenuta.

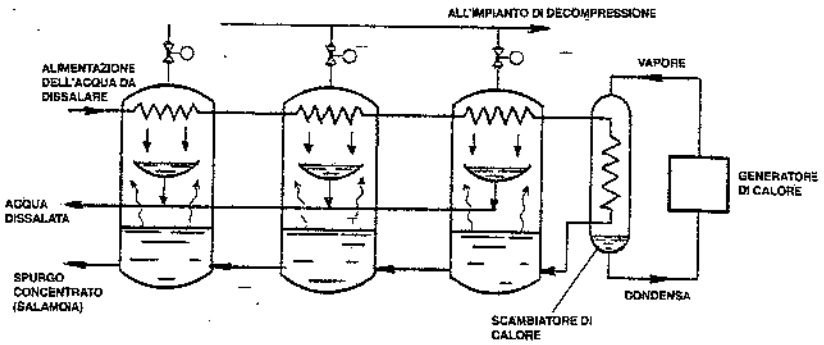


Fig. 47.13 – Schema di principio della distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli.

Distillazione con evaporazione istantanea a stadi multipli ("multiflash")

Si tratta di un procedimento utilizzato per produzioni elevate di acqua dissalata (centinaia di migliaia di metri cubi al giorno).

Il principio su cui si basa è il seguente: un recipiente contiene dell'acqua marina ad una certa temperatura; si fa diminuire la pressione nel recipiente fino a che la tensione di vapore ne provoca l'evaporazione.

L'impianto che realizza il procedimento in esame (fig. 47.13) consiste in un certo numero di recipienti, isolati termicamente all'esterno, disposti in serie, nei quali si produce l'evaporazione di cui si è detto.

L'acqua marina è riscaldata sotto pressione, senza evaporazione, quindi introdotta negli stadi sotto vuoto parziale dove circola in successione. In tali stadi, la pressione e la temperatura decrescono via via e, nell'ultima, si realizza un vuoto spinto. La circolazione avviene sotto l'influenza del gradiente di pressione.

In ogni recipiente si produce del vapore che condensa nella parte superiore a contatto di un fascio tubiero nel quale scorre l'acqua di alimentazione preriscaldandola.

Ovviamente, il costo minimo del metro cubo di acqua dolce prodotto si ottiene individuando il numero di stadi ottimali, tale cioè che la somma dei costi dovuti al consumo di energia ed all'ammortamento dell'investimento iniziale risulti minima.

Elettrodialisi

Secondo il fenomeno dell'elettrolisi, se un'acqua salmastra (ricca di ioni) è sottoposta ad un campo elettrico creato da due elettrodi, gli anioni si dirigono verso l'elettrodo positivo (anodo), i cationi verso l'elettrodo negativo (catodo). Se però fra i due elettrodi si interpongono delle membrane selettive permeabili agli anioni (membrane anioniche o positive) o ai cationi (cationiche o negative), gli ioni positivi (sodio), attratti dal polo negativo, attraversano solo le membrane negative, mentre gli ioni negativi (cloro), attratti dal polo positivo, attraversano solo le membrane positive. La fig. 47.14 schematizza tale processo nel caso di una cella a tre compartimenti: gli elettrodi sono collocati nei compartimenti 1 e 3; una membrana anionica separa i compartimenti 1 e 2 e una membrana cationica separa i compartimenti 2 e 3 (fig. 47.14.a). Se l'elettrodo nel compartimento 3 funziona da anodo (fig. 47.14.b), gli anioni in movimento dal compartimento 2 verso l'anodo sono bloccati dalle cariche negative della membrana

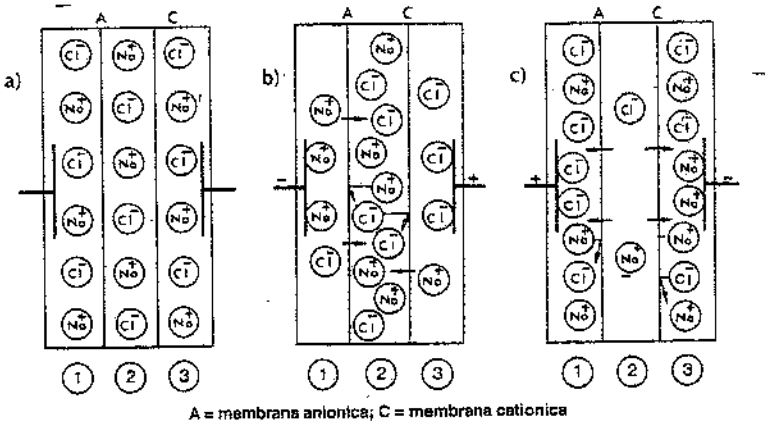


Fig. 47.14 – Cella per elettrodialisi a tre compartimenti: a) senza corrente; b) flusso di corrente in una direzione: la soluzione nel compartimento 2 si concentra; c) la corrente fluisce nella direzione opposta e la soluzione nel compartimento 2 si diluisce.

cationica. I cationi invece si muovono liberamente attraverso la membrana a permeabilità cationica dal compartimento 3 al compartimento 2, ma non possono in alcun modo raggiungere il compartimento cationico perché vengono respinti dalla membrana a permeabilità anionica, che possiede cariche positive. Così, sia gli anioni che i cationi sono accumulati nel compartimento 2. Quando la corrente elettrica è invertita (fig. 47.14.c), cationi ed anioni escono dal compartimento 2 e l'acqua in esso contenuta risulta dissalata, mentre nei compartimenti adiacenti si arricchisce di sale.

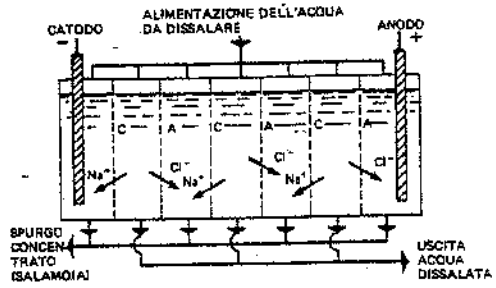


Fig. 47.15 – Schema di una unità di elettrodialisi.

In pratica, si realizzano impianti costituiti da numerosi compartimenti separati alternativamente da membrane permeabili ai cationi ed agli anioni: la fig. 47.15 schematizza una unità di tale tipo. L'elemento base, chiamato "coppia di celle", consiste in due compartimenti, uno di diluizione e uno di concentrazione, e in due membrane, una a scambio anionico ed una a scambio cationico.

L'elettrodialisi risulta particolarmente adatta per acque salmastre aventi una salinità massima di 5000 ppm (7). È comunque necessario eliminare preventivamente la torbidità dell'acqua, ridurre il suo tenore in ferro, abbattere il bicarbonato di calcio

(7) L'energia necessaria per il processo in esame cresce rapidamente con l'aumentare della salinità dell'acqua da dissalare e con il grado di purezza richiesto per l'acqua trattata. Il limite economico oggi comunemente accettato in tenore di sali è di circa 5000 ppm per l'acqua da trattare e di 300 ppm per l'acqua dissalata.

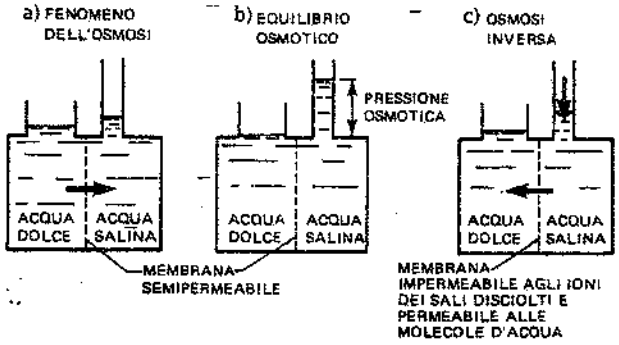


Fig. 47.16 – Principio dell'osmosi inversa.

(per evitare che precipiti in carbonato di calcio nelle celle di elettrodialisi).

Osmosi inversa

Se due soluzioni acquose, aventi concentrazioni saline differenti, sono separate da una membrana semipermeabile (vale a dire permeabile all'acqua pura, ma non alle sostanze disciolte o alle particelle colloidali), dalle due parti della membrana si stabilisce una differenza di pressione, evidenziata da una differenza di livello tra le due soluzioni (fig. 47.16.a), e l'acqua attraversa la membrana dal compartimento in cui la concentrazione salina è minore verso quello in cui la concentrazione è maggiore; conseguentemente, la pressione dell'acqua salina aumenta.

Il flusso d'acqua attraverso la membrana tende a diminuire fino a cessare completamente quando la contropressione esercitata dalla colonna d'acqua della soluzione più concentrata raggiunge un valore limite: si è cioè raggiunto il cosiddetto "equilibrio osmotico" (fig. 47.16.b). Se, partendo dalla situazione di equilibrio, si esercita sulla soluzione concentrata una pressione esterna superiore alla pressione osmotica, si verifica una inversione di flusso e pertanto la soluzione si concentra ulteriormente (fig. 47.16.c).

Su tale principio si basa il metodo della dissalazione detto ad osmosi inversa (fig. 47.17). Con membrane in acetato di cellulosa o in poliammide, si può ottenere, da acque salmastre, acqua dolce contenente meno del 10% della salinità iniziale.

L'osmosi inversa è un processo economicamente conveniente per la dissalazione dell'acqua salmastra grazie al basso consumo di energia; infatti, il processo si svolge a temperatura ambiente e non richiede cambiamenti di stato. È anche applicato per la separazione di ioni, richiesta, per esempio, nella demineralizzazione preliminare a monte degli impianti con resine a scambio ionico e nei concentratori di soluzioni.

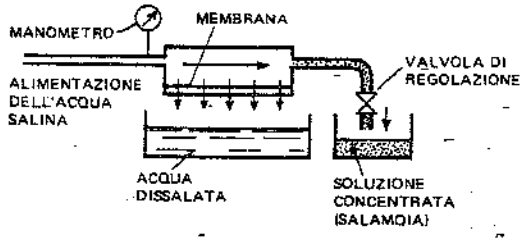


Fig. 47.17 – Schema di un impianto a osmosi inversa.

Un processo analogo a quello dell'osmosi inversa è l'*ultrafiltrazione*: questa è basata sull'utilizzo di membrane in grado di trattenere non solo le molecole dei sali inorganici disciolti [NaCl, $Ca(HCO_3)_2$, $MgSO_4$, ecc.], ma anche le macromolecole dei composti organici (zuccheri, grassi animali vegetali e minerali).

Osmosi inversa e ultrafiltrazione sono molto utilizzate nei laboratori per il pretrattamento di acqua da purificare; inoltre, trovano applicazione per il trattamento di reflui contenenti sostanze inquinanti recuperabili.

Altri sistemi di dissalazione

Accenniamo ancora ai seguenti sistemi di dissalazione:

a) *termocompressione* (fig. 47.18): adatto per il trattamento di piccole portate di acqua marina; il principio su cui si basa questo procedimento è il seguente: l'acqua da dissalare viene fatta evaporare a circa 100°C mediante vapore che attraversa, in un serpentino, un evaporatore. Il vapore è aspirato da un compressore che lo porta alla pressione relativa di circa 0,2 bar, con un surriscaldamento dell'ordine di 6°C. Quindi il vapore stesso passa nel serpentino dell'evaporatore, dove condensa. Uno scambiatore di calore presiede al raffreddamento dell'acqua distillata e della salamoia (8), nonché al preriscaldamento dell'acqua salina;

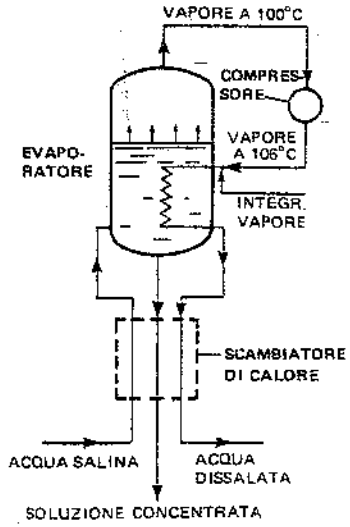


Fig. 47.18 – Distillazione mediante compressione di vapore.

b) mediante *distillazione solare*, vale a dire impiegando l'energia solare al fine di ottenere acqua dolce. Il principio informatore del procedimento è il seguente: l'acqua marina o salmastra viene raccolta in una vasca ricoperta da vetrate. L'energia raggiante che attraversa le vetrate è in gran parte assorbita dall'acqua e dal fondo della vasca (solitamente di colore nero). Tale energia si converte in energia termica, per cui l'acqua si riscalda ed evapora parzialmente, condensando contro la parete interna della vetrata (avente temperatura più bassa dell'aria sottostante). Il procedimento è applicabile solo in regioni in cui l'irraggiamento solare è sufficiente ed è adatto per piccole portate;

c) per *congelamento*, ossia sfruttando il fatto che con il raffreddamento dell'acqua salina poco al di sotto di 0°C (9), si formano due fasi: una solida priva di sali ed una liquida più concentrata. Vale la pena di rilevare che l'acqua ottenuta con questo procedimento – costo a parte – presenta il vantaggio di essere fresca e biologicamente innocua (i materiali degli apparecchi e delle tubazioni sono quindi meno esposti alla corrosione);

(8) Si chiama salamoia una soluzione a concentrazione elevata di sale, quale risulta il residuo della dissalazione dell'acqua marina.

(9) Ricordiamo che l'acqua di mare congela a circa –2°C.

d) per *scambio ionico*, ottenuto impiegando resine sintetiche, le quali fissano gli ioni presenti nell'acqua da dissalare. Poiché il costo della dissalazione realizzata per scambio di ioni dipende dalla salinità dell'acqua e aumenta rapidamente con questa, è evidente che il procedimento è economicamente applicabile alle sole acque salmastre.

Scelta del processo di dissalazione

La scelta del procedimento di dissalazione più conveniente dipende da numerosi fattori, fra i quali citiamo i seguenti:
- natura e concentrazione dei sali disciolti nell'acqua;
- portata di acqua da dissalare;
- risorse energetiche disponibili in loco e loro costo;
- costi unitari di produzione dell'acqua pura;
- grado di purezza dell'acqua ottenuta (in relazione all'impiego cui l'acqua stessa è destinata);
- referenze tecnico-economiche relative ad impianti già funzionanti.

47.10. BIBLIOGRAFIA

Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.

G. Bianucci e G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.

G. Gomella e H. Guerrée, *Le traitement des eaux de distribution*, Parigi, Eyrolles.

G. Ippolito, *Appunti di costruzioni idrauliche*, Napoli, Liguori ed.

L. Germain, L. Colas e J. Rouquet, *Le traitement des eaux*, Parigi, Dunod.

J. Vaillant, *Les problèmes du-dessalement de l'eau de mer et des eaux saumatres*, Parigi, Eyrolles.

M. Clerfayt, *La prodution d'eau potable par dessalement*, Liège, Cebedoc.

K. Spiegler, *Principles of desalination*, New York, Academic.

K. Spiegler, *Salt-water purification*, New York, John Wiley & Sons Inc.

Betz, *Handbook of industrial water conditioning*, Trevose (Pennsylvania), Betz Laboratories Inc.

48. Trattamenti delle acque reflue

48.1. PRETRATTAMENTI

In genere, le acque di scarico inquinate devono essere sottoposte, prima del trattamento vero e proprio, ad un pretrattamento, consistente in una o più operazioni fisiche o meccaniche. Scopo del pretrattamento è quello di separare dall'acqua la maggior quantità possibile di elementi la cui natura o le cui dimensioni renderebbero difficoltoso il buon funzionamento dell'impianto di depurazione.

Le operazioni di pretrattamento più note sono la grigliatura, la dissabbiatura e la disoleazione.

Grigliatura

Le griglie sono previste per trattenere oggetti ingombranti e sostanze solide grossolane trasportate dalle acque reflue.

Si distingue fra griglie (fig. 48.1):
- fisse o mobili;
- diritte o curve;
- verticali o inclinate;
- a pulizia manuale o motorizzata.

Un'altra distinzione è legata alla luce libera fra le sbarre delle griglie. Si ha una grigliatura fine quando tale luce libera varia da 3 a 10 mm; una grigliatura media per

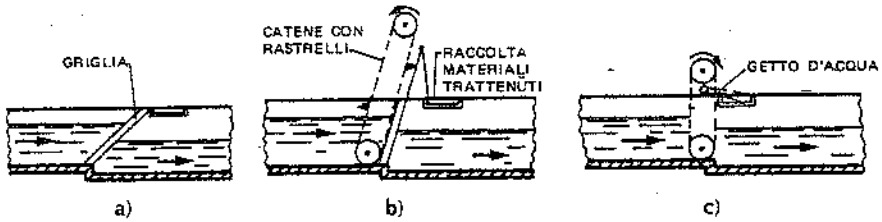


Fig. 48.1 – Tipi di griglie: a) fissa, inclinata, a pulizia manuale; b) fissa, inclinata, a pulizia motorizzata mediante catene munite di rastrelli; c) mobile, verticale, pulita mediante getto d'acqua.

luci di 10÷25 mm; una pre-grigliatura (o grigliatura grossolana) se la luce libera varia da 30 a 100 mm.

La velocità media dell'acqua attraverso le griglie è compresa fra 0,60 e 1 m/s. La velocità massima (portate di punta) può arrivare a 1,20÷1,50 m/s.

Dissabbiatura

Consiste nella separazione dalle acque da trattare – siano esse primarie o di scarico – delle sostanze sabbiose, argillose, minerali, ecc. che, oltre a depositi nei condotti, potrebbero danneggiare le pompe o altri apparecchi del successivo impianto di trattamento. La separazione avviene in vasche nelle quali l'acqua in arrivo diminuisce di velocità e permane per un tempo sufficiente per far sedimentare la sabbia in essa contenuta. Si possono usare vasche a sezione rettangolare nelle quali la velocità dell'acqua diminuisce e resta costante per l'intera lunghezza (1). La fig. 48.2 fornisce lo schema di principio di un dissabbiatore del genere.

I detriti sedimentatisi sul fondo della vasca vengono asportati manualmente o mediante sistemi meccanici; fra questi ultimi, citiamo – in quanto già noti – gli *air lift* (fig. 36.20) e gli elevatori a tazze (fig. 23.1).

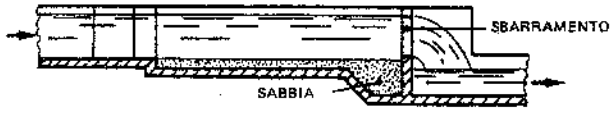


Fig. 48.2 – Dissabbiatore a camera.

Disoleazione

In genere, gli oli liberi (cioè non emulsionati) ed i grassi che si trovano nelle acque reflue sono più leggeri dell'acqua e quindi tendono a galleggiare: pertanto, riducendo la velocità di efflusso delle acque, si favorisce la separazione degli oli e dei grassi.

L'*American Petroleum Institute* (A.P.I.) ha elaborato apposite norme per il dimensionamento delle vasche utilizzate, oltre che per un'eventuale sedimentazione, per separare gli oli ed i grassi. Le vasche sono del tipo indicato in fig. 48.3 e – se dimensionate secondo le indicazioni precisate – consentono di separare particelle oleose aventi un diametro almeno uguale a 100 μm.

48.2. TRATTAMENTI PRIMARI O DECANTAZIONE

Ai pretrattamenti segue in genere il cosiddetto trattamento primario, identificabile essenzialmente in una decantazione (o sedimentazione) ed avente lo scopo di eliminare dall'acqua grezza elevate percentuali di sostanze sedimentabili e parte delle sostanze in sospensione.

(1) Il flusso idrico deve essere rallentato in modo da ottenere una velocità lineare prossima a 0,30 m/s. Queste condizioni dinamiche consentono la sedimentazione di sostanze solide aventi massa volumica pari a circa 2,6 g/cm³ (sabbie) e diametro di circa 0,2 mm.

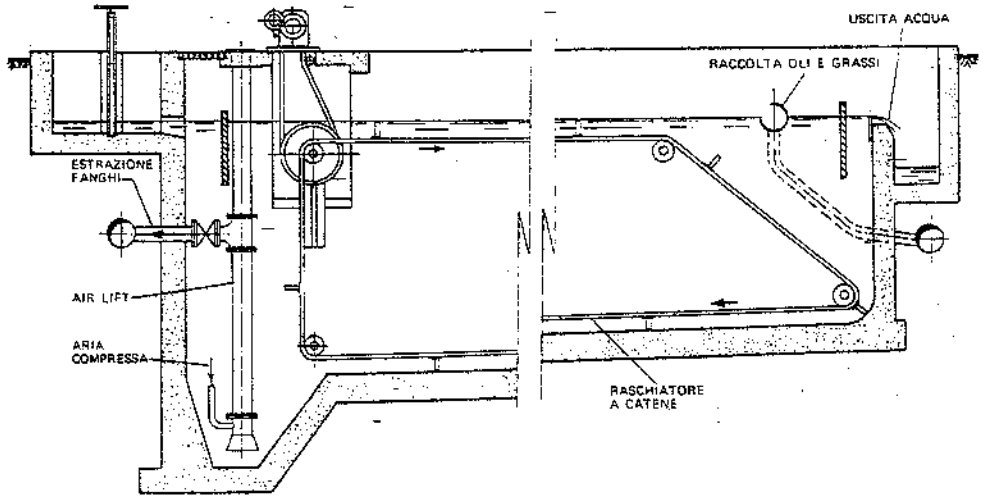


Fig. 48.3 – Vasca di disoleazione tipo A.P.I., funzionante anche come dissabbiatore.

La decantazione consiste nella separazione fisica di due fasi insolubili fra di loro, sfruttando la gravità.

La separazione viene realizzata in vasche a forma parallelepipeda o cilindrica, nelle quali l'acqua grezza è costretta a compiere percorsi del tipo raffigurato negli schemi di fig. 48.4.

Sul fondo di tali vasche possono decantare due tipi di particelle: quelle granulari, caratterizzate da una velocità di caduta costante, e quelle coagulate (risultanti dall'agglomerazione naturale o artificiale di sostanze colloidali in sospensione).

Con riferimento alle particelle coagulate (v. § 48.3), si deve ancora fare distinzione in rapporto alla loro concentrazione: se questa è bassa, i fiocchi decantano come se fossero isolati ma, poiché essi incontrano via via particelle più piccole e quindi aumentano di dimensione, la velocità di caduta ne risulta incrementata (si parla di *decantazione diffusa*); se invece la concentrazione delle particelle è elevata (superiore a 500 mg/l), si registra un rallentamento nella caduta, caratterizzato da una netta demarcazione fra la massa fangosa ed il liquido sovrastante (*decantazione frenata*).

Riferendoci alla decantazione di particelle granulari, consideriamo una di tali particelle immersa in un liquido in quiete. La sua velocità di caduta può essere calcolata in prima approssimazione con

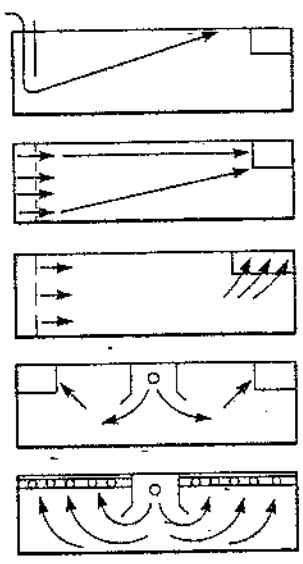


Fig. 48.4 – Percorsi che l'acqua grezza compie nei vari tipi di sedimentatori.

la *legge di Stokes* (valida per particelle sferiche e relativamente grandi, non influenzantisi a vicenda, con fluido in quiete e a temperatura costante):

$$v = \frac{1}{18}\frac{g\,(d_1 - d_2)\,d^2}{\eta} \tag{48.1}$$

dove:
v = velocità di decantazione di una particella sferica (m/s);
g = accelerazione di gravità (9,81 m/s^2);
d_1 = massa volumica della particella (kg/m^3);
d_2 = massa volumica della soluzione (torbida);
d = diametro della particella (m);
η = viscosità del fluido (kg/m·s).

Ovviamente, ai valori ottenuti con la (48.1) si devono apportare correzioni per tenere conto della forma reale delle particelle, della concentrazione delle stesse, della velocità con cui si muove il liquido.

In pratica, per particelle di sabbia caratterizzate da d_1 = 2,65, si possono considerare i valori riportati nella tab. 48.I, nella quale:
d = diametro della particella di sabbia;
v_1 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale nulla;
v_2 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale uguale a V;
v_3 = velocità di sedimentazione per fluido a velocità orizzontale di 0,30 m/s;
V = velocità orizzontale critica di trascinamento della particella depositata.

Tabella 48.I – Velocità di sedimentazione di granelli di sabbia.

d [cm]	0,005	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,10	0,20	0,30	0,50	1,00
v_1 [cm/s]	0,2	0,7	2,3	4,0	5,6	7,2	15	27	35	47	74
v_2 [cm/s]	0	0,5	1,7	3,0	4,0	5,0	11	21	26	33	
v_3 [cm/s]	0	0	1,6	3,0	4,5	6,0	13	25	33	45	65
V [cm/s]	15	20	27	32	38	42	60	83	100	130	190

Decantatori a flusso orizzontale

Si consideri una vasca di sedimentazione a forma parallelepipeda (fig. 48.5), nella quale l'acqua contenente le particelle da separare entri da aperture ricavate sulla parete AA'B'B, disposte e dimensionate in modo tale che l'acqua assuma ben presto una velocità uniforme. La sezione trasversale resti costante per tutta la lunghezza della vasca e l'uscita dell'acqua avvenga attraverso aperture opportunamente dimensionate ed applicate sulla parte CC'D'D (2).

Poniamo la condizione che nel bacino sedimentino le particelle dotate di una prestabilita velocità di caduta v_o ed entranti nella vasca in corrispondenza dei punti più alti della parete AA'B'B; se ciò avviene, è evidente che anche le particelle dotate di velocità di caduta $>v_o$ o entranti a quote più basse, si depositeranno sul fondo prima che l'acqua esca dal bacino. Con riferimento alla fig. 48.5, la particella si trova

(2) Poiché in pratica ciò non è realizzabile (e la stessa velocità dell'acqua diventa uniforme solo ad una certa distanza dall'ingresso nella vasca), converrà dare una maggiore lunghezza al bacino rispetto a quella teorica indicata dai calcoli.

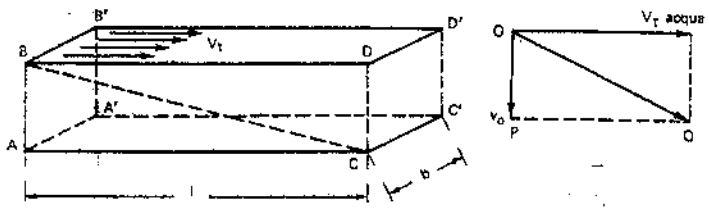


Fig. 48.5 – Raffigurazione schematica di una vasca di sedimentazione a forma parallelepipeda.

soggetta a due velocità costanti: quella di traslazione V_t e quella di caduta v_o. Se la particella deve depositarsi in C, dalla similitudine dei triangoli OPQ e BAC, si ricava:

$$v_o = \frac{h}{l}V_t \tag{48.2}$$

essendo:
h = altezza dell'acqua nella vasca;
l = lunghezza della vasca.

Se b è la larghezza della vasca e $Q = hbV_t$ è la portata d'acqua che perviene al bacino, risulta

$$v_o = \frac{Q}{bl} \tag{48.3}$$

Se con A = bl si indica la superficie del fondo della vasca, si può scrivere:

$$v_o = \frac{Q}{A} \tag{48.4}$$

dove Q/A è la cosiddetta *portata specifica* (espressa in m^3/m^2·h), indipendente dalla profondità della vasca (3).

Se con t indichiamo il tempo di sedimentazione delle particelle, ovviamente uguale al tempo che l'acqua impiega a percorrere la lunghezza della vasca (*tempo di ritenzione*), si può anche scrivere:

$$v_o = \frac{h}{t} \tag{48.5}$$

In genere, all'atto del dimensionamento dei bacini di decantazione si pone la condizione che negli stessi si eliminino le particelle aventi valori di v_o = 0,2÷0,4 mm/s,

Fig. 48.6 – Carroponte e convogliatore a catene dotati di lame raschianti per la pulizia del fondo delle vasche di sedimentazione.

(3) In pratica, però, si assumono dimensioni tali che la velocità dell'acqua nella vasca sia così bassa (≤ 20 mm/s) da non rimuovere le particelle che si depositano sul fondo. È inoltre importante che i fanghi vengano costantemente rimossi, senza farli ritornare in sospensione: ciò si ottiene di solito installando carriponte dotati di lama raschiante oppure convogliatori a catene con raschiatori (fig. 48.6).

corrispondenti ad una portata specifica di 0,9÷1,8 $m^3/m^2 \cdot h$.

Altri parametri adottati in pratica sono i seguenti:
- tempo di ritenzione: $t = \frac{Ah}{Q} = 2 \div 6$ h;
- $V_t = 10 \div 20$ mm/s;
- valori di h/b: 0,3÷0,5;
- valori di b: 2÷10 m;
- valori di h: 2÷4 m;
- valori di l: 20÷40 m (in ogni caso <20 h e >5 b).

Accenniamo ora ai bacini di sedimentazione aventi il fondo inclinato, ascendente o discendente (fig. 48.7). Se h_1 e h_2 misurano rispettivamente l'altezza dell'acqua in corrispondenza delle pareti di entrata e di uscita, si può pervenire alla seguente espressione:

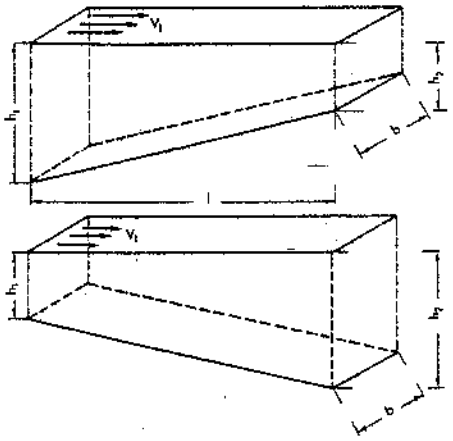


Fig. 48.7 – Schema di vasche di sedimentazione a fondo inclinato.

$$(48.6) \qquad v_o = \frac{Q}{bl} \cdot \frac{2}{h_1/h_2 + 1}$$

che differisce dalla (48.3) per il termine correttivo

$$\frac{2}{h_1/h_2 + 1}$$

il quale risulta $\gtrless 1$ a seconda che $h_1 \lessgtr h_2$ e cioè a seconda che la vasca abbia il fondo discendente o ascendente.

Ne consegue che a parità di Q, b, l, il bacino a fondo discendente decanta meno bene del bacino a fondo orizzontale, mentre il bacino a fondo ascendente decanta meglio. È questo il motivo per cui i decantatori a flusso orizzontale hanno di solito il fondo in ascesa (fig. 48.8).

Decantatori a flusso ascendente

Quando le particelle da separare non sono troppo leggere, si ricorre talvolta a vasche di sedimentazione a flusso ascendente, caratterizzate da una sezione cilindrica e da un fondo conico avente pendenza inferiore a 60° (fig. 48.9): l'acqua contenente le particelle è costretta a salire dal basso verso l'alto e con velocità uniforme (la sezione orizzontale delle vasche è costante); grazie all'inversione di moto cui l'acqua è costretta ed alla forza di gravità, le particelle si depositano sul fondo della vasca.

Adottiamo la stessa simbologia già introdotta; è ovvio che per la sedimentazione deve essere:

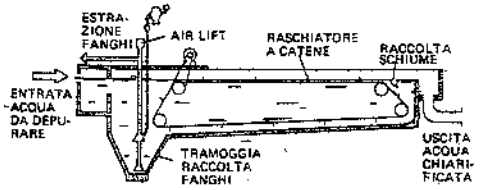


Fig. 48.8 – Vasca di sedimentazione a flusso orizzontale e fondo ascendente, con raschiatori montati su catene e *air lift* per l'evacuazione continua dei fanghi.

$$(48.7) \qquad v_o > V_t = \frac{Q}{A}$$

dove A è la sezione orizzontale della vasca.

Il tempo di ritenzione dell'acqua nella vasca si assume in genere fra 1 e 3 ore, a seconda delle caratteristiche fisiche delle particelle; la portata specifica fra 1 e 5 $m^3/m^2 \cdot h$.

A parità di v_o e di Q, le vasche di sedimentazione a flusso ascendente occupano un'area minore di quelle a flusso orizzontale. Anche il tempo di ritenzione è minore, mentre la portata specifica è più elevata. Per contro, il loro costo è maggiore.

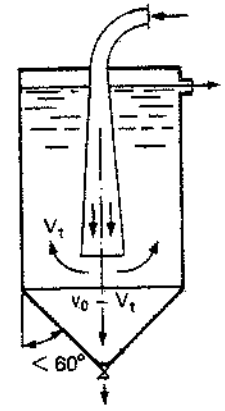


Fig. 48.9 – Vasca di sedimentazione a flusso ascendente.

Decantatori circolari

Quando le acque contengono sostanze colloidali in sospensione, si ricorre in genere a decantatori a pianta circolare, di cui la fig. 48.10 illustra le caratteristiche distintive. L'acqua viene immessa nella parte centrale dell'impianto; nella zona di immissione o immediatamente a monte, si aggiungono una o più sostanze coagulanti atte a favorire la formazione di fiocchi (v. § 48.3): nella fase di risalita dell'acqua, vale a dire nel settore di maggiore sezione (e quindi con velocità ridotta), i fiocchi formatisi sedimentano sul fondo della vasca, trascinando le sostanze in sospensione.

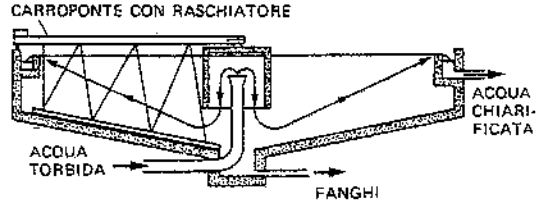


Fig. 48.10 – Decantatore circolare con ponte girevole.

L'acqua depurata tracima in un canale periferico che la convoglia alle successive destinazioni.

I decantatori circolari sono dotati di un ponte girevole attorno ad un asse verticale (velocità periferica non superiore a 1,5 m/min), portante un apposito raschiatore per rimuovere con continuità il fango accumulatosi sul fondo. Tale fango viene sospinto dal raschiatore mobile in una fossa centrale e di qui allontanato con un sistema di estrazione automatico.

Ove occorra, il ponte girevole è pure dotato di uno schiumatore per ripulire la superficie liquida dalle impurezze galleggianti.

La pendenza del fondo vasca può variare dal 5% al 10%. L'altezza dell'acqua alla periferia è compresa fra 2 e 4 m.

Sovente si ricorre a decantatori a pianta circolare dotati di dispositivo atto a riciclare i fanghi (fig. 48.11): in tal modo, si favorisce un ingrandimento dei fiocchi e quindi la sedimentazione.

Molto spesso l'acqua da trattare contiene particelle molto fini (diametro inferiore a 10 μm) che sedimentano con grande difficoltà oppure sospensioni colloidali, costituite da particelle dotate in genere di una carica elettrica (il più delle volte negativa), la quale impedisce la formazione di fiocchi e quindi rallenta la precipitazione.

In tali casi, il solo processo di sedimentazione avrebbe efficienze molto basse e richiederebbe bacini di decantazione troppo grandi. Si ricorre allora ai procedimenti cosiddetti di *coagulazione* e *flottazione* di seguito esaminati.

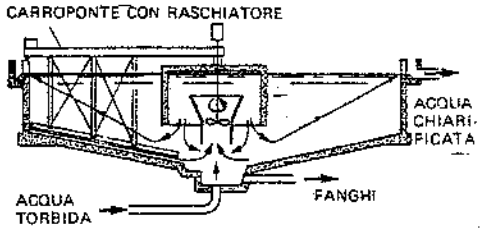


Fig. 48.11 – Decantatore circolare con dispositivo per il ricircolo dei fanghi.

48.3. COAGULAZIONE O FLOCCULAZIONE

Il processo della coagulazione (ovvero – come si dice sovente – della flocculazione) consiste nello sciogliere nell'acqua da trattare sali di ferro o di alluminio, i quali – idrolizzandosi – danno luogo a idrati fioccosi insolubili e attenuano le forze elettrostatiche repulsive. Tali idrati sedimentano facilmente, trascinando le particelle in sospensione. I prodotti che favoriscono tale sedimentazione si chiamano *coagulanti* (o *flocculanti*). I coagulanti più usati in pratica sono i seguenti:

a) *Solfato di alluminio*, che, sciolto in acqua, per idrolisi dà luogo alla formazione di idrato di alluminio (avente carica positiva) e acido solforico (con conseguente riduzione del pH):

$$Al_2(SO_4)_3 \overset{H_2O}{\rightleftarrows} 2\,Al^{+++} + 3(SO_4)^{--} \tag{48.8}$$

$$Al^{+++} + 3\,H_2O \rightarrow Al(OH)_3\downarrow + 3\,H^+$$

b) *Cloruro ferrico*, che, sciolto in acqua, dà luogo alla formazione di acido cloridrico e di fiocchi di idrato ferrico:

$$Fe\,Cl_3 \rightleftarrows Fe^{+++} + 3\,Cl^- \tag{48.9}$$

$$H_2O \rightleftarrows H^+ + OH^- \tag{48.10}$$

$$Fe^{+++} + 3\,OH^- \rightarrow Fe\,(OH)_3\downarrow \tag{48.11}$$

c) *Solfato ferroso*, il quale, nell'acqua, dà luogo dapprima a idrato ferroso e poi, per reazione con l'ossigeno disciolto nell'acqua, a idrato ferrico:

$$Fe\,SO_4 \overset{H_2O}{\rightleftarrows} Fe^{++} + SO_4^{--} \tag{48.12}$$

$$Fe^{+++} + 2\,H_2O \rightleftarrows Fe\,(OH)_2 + 2\,H^+ \tag{48.13}$$

$$Fe^{++} + \frac{5}{2}H_2O + \frac{1}{4}O_2 \rightarrow Fe\,(OH)_3\downarrow + 2\,H^+ \tag{48.14}$$

d) *Alluminato di sodio*, che si idrolizza dando luogo alla formazione di idrato di alluminio a carica negativa:

$$NaAlO_2 + H_2O \rightleftarrows AlO_2^- + Na^+ \tag{48.15}$$

$$Al\,O_2^- + 2\,H_2O \rightleftarrows Al\,(OH)_3\downarrow + OH^- \tag{48.16}$$

Citiamo ancora l'uso della *calce* sotto forma di CaO o di $Ca(OH)_2$.

In tutti i casi in cui le reazioni di idrolisi portino ad una riduzione del pH in campo acido, occorre effettuare una correzione del medesimo mediante bonificazione per ottenere la precipitazione degli idrossidi.

La scelta del tipo di coagulante dipende dalla natura dell'acqua da trattare e avviene a seguito di apposite prove di laboratorio o su impianti pilota: le stesse prove servono anche a individuare la dose minima di reagente da impiegare.

I fiocchi che si formano per azione dei coagulanti possono essere ingranditi (come volume e come peso) mediante:

- una diffusione rapida e violenta del coagulante al momento dell'introduzione nell'acqua;
- la temperatura (un suo aumento favorisce la flocculazione);
- una correzione del pH della soluzione;
- l'agitazione (può migliorare le caratteristiche di decantazione dei fiocchi): in genere, è preferibile una agitazione breve e violenta, all'atto dell'immissione del reagente, mediante agitatori a elica, aeratori, ecc.;
- l'impiego di sostanze note come *ausiliari della coagulazione*: queste, aggiunte in piccole dosi ai coagulanti sopra citati, provocano la formazione di fiocchi più grandi e quindi più facilmente sedimentabili (4).

Quando si rende necessario ricorrere a più reagenti (coagulanti e ausiliari della coagulazione), è importante l'ordine di immissione degli stessi.

Alla coagulazione si fa seguire una decantazione (o una filtrazione) in modo da consentire la separazione del precipitato fioccoso dall'acqua. La fig. 48.12 schematizza un impianto di flocculazione e successiva decantazione.

La fig. 48.13 evidenzia la traiettoria delle particelle coagulate caratterizzate da una bassa concentrazione, allorquando l'acqua in cui sono contenute venga introdotta in una vasca di sedimentazione a flusso orizzontale. Tale figura, inoltre, confronta il fenomeno della sedimentazione con coagulazione e quello della sedimentazione semplice: come si può rilevare, la sedimentazione con coagulazione richiede vasche di minore lunghezza.

A seguito di prove sperimentali si sono ottenute le curve di fig. 48.14, le quali consentono di ricavare la velocità di caduta v_0 quale rapporto fra l'altezza h dell'acqua nella vasca ed il tempo di ritenzione t in funzione della percentuale di eliminazione che si vuole ottenere: tutte le particelle aventi una velocità di caduta maggiore od uguale a tale valore, sedimentano sul fondo della vasca.

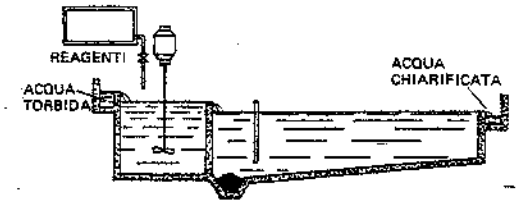


Fig. 48.12 – Impianto di coagulazione e sedimentazione.

Se le particelle coagulate

(4) Gli ausiliari della coagulazione più usati sono i polielettroliti, vale a dire polimeri lineari ad alto peso molecolare, anionici o cationici, idrosolubili. Sono disponibili sul mercato numerosi polielettroliti: il tipo più adatto viene scelto in base a prove di laboratorio.

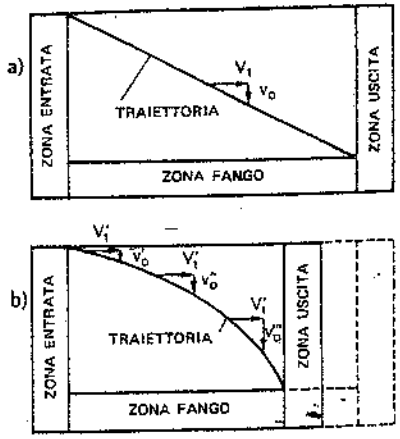


Fig. 48.13 – Confronto tra le traiettorie di sedimentazione: a) senza coagulazione; b) con coagulazione.

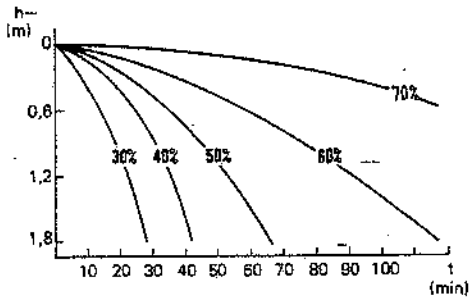


Fig. 48.14 – Determinazione della velocità di caduta in funzione dell'altezza dell'acqua nella vasca, del tempo di sedimentazione e della percentuale di particelle sedimentate.

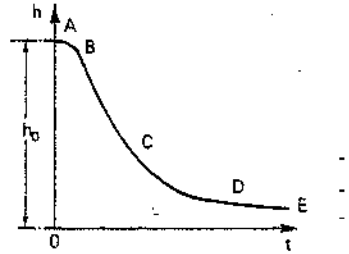


Fig. 48.15 – Variazione dell'altezza dello strato superiore di una torbida in una vasca di sedimentazione in funzione del tempo, secondo la teoria di Kynch.

hanno concentrazione elevata (caso dei fanghi attivi e di molte sospensioni chimiche) la loro velocità di decantazione è ottenibile applicando la *teoria di Kynch*. Questa consente di pervenire a curve del tipo di fig. 48.15 che indicano come varia l'altezza dello strato superiore della torbida nel bacino di sedimentazione in funzione del tempo: ad una prima fase A-B, più o meno breve, in cui la decantazione non ha avuto praticamente inizio, segue una fase B-C (tratto rettilineo) caratterizzata da una velocità di caduta costante; il tratto C-D della curva (concavo verso l'alto) corrisponde ad un rallentamento progressivo di tale velocità; infine, a partire da D, la sedimentazione si arresta.

48.4. FLOTTAZIONE

Per *flottazione* si intende la separazione e la raccolta sulla superficie libera, dei materiali in sospensione in un liquido.

Nel caso più semplice, la separazione per flottazione delle particelle solide in sospensione in un liquido segue le stesse leggi della sedimentazione, ma in senso inverso: infatti, tale separazione si ottiene mediante bolle d'aria o di gas molto piccole che inglobano le particelle da eliminare e le portano in superficie. La fig. 48.16 schematizza il funzionamento di un impianto di flottazione (5).

(5) Quando la massa volumica delle particelle da eliminare è inferiore a quella dell'acqua, si realizzano anche impianti a flottazione naturale, vale a dire senza l'ausilio delle bolle d'aria: citiamo, ad esempio, la separazione dell'olio dalle acque di raffineria, laminatoi, ecc.

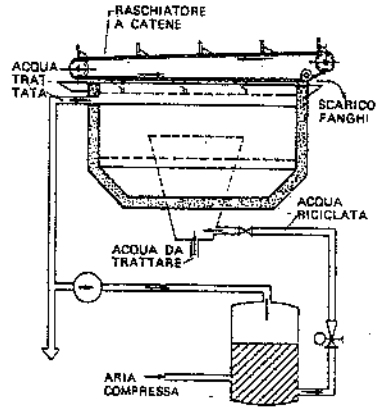


Fig. 48.16 – Schema di un impianto di aeroflottazione in vasca parallelepipeda con sovrastante raschiatore delle sostanze galleggianti.

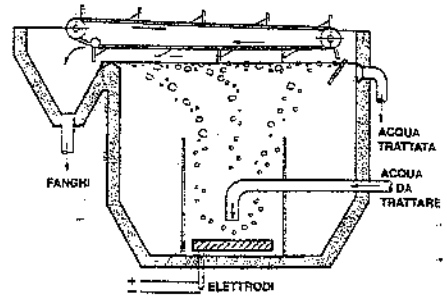


Fig. 48.17 – Schema di un impianto di elettroflottazione.

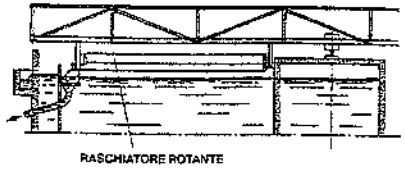


Fig. 48.18 – Flottatore circolare.

Il trattamento in esame si adotta: per la separazione dei flocculati "leggeri" nella chiarificazione delle acque destinate ad uso potabile; per la separazione di sostanze oleose o grasse nelle acque di scarico delle industrie metallurgiche e delle raffinerie; più in generale, nel trattamento delle acque reflue industriali quando il contenuto di solidi in sospensione abbia un notevole rilievo o costituisca un problema particolare per le tecnologie classiche di depurazione.

Una variante della *aeroflottazione* è il procedimento denominato *elettroflottazione*: immergendo nella massa liquida degli elettrodi, si provoca la formazione di bolle di idrogeno e di ossigeno di diametro inferiore a 1 μm, vale a dire di microbolle (fig. 48.17); questa tecnica è adottata nel caso di acque mineralizzate e di emulsioni molto fini.

Ovviamente, la flottazione può avvenire nello stesso tipo di vasche parallelepipede o circolari impiegate per la decantazione: si dovranno soltanto prevedere dei raschiatori superficiali per l'evacuazione delle sostanze galleggianti (figg. 48.16÷48.18).

L'impiego di coagulanti e/o di polielettroliti adatti può migliorare l'efficienza del trattamento di flottazione.

48.5. DEPURAZIONE BIOLOGICA

La depurazione biologica delle acque contenenti sostanze organiche biodegradabili può avvenire in condizioni anaerobiche o aerobiche.

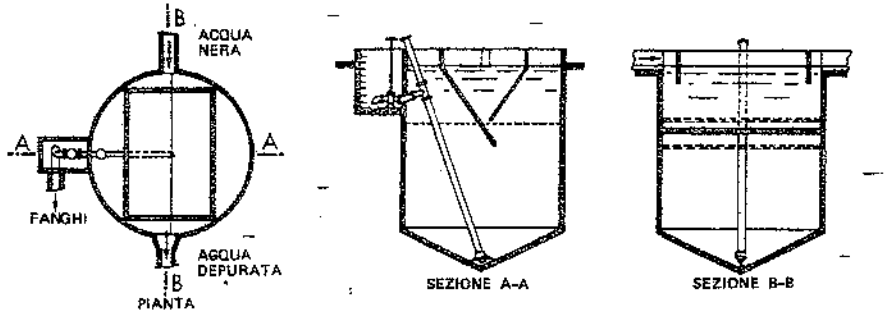


Fig. 48.19 – Schema di una fossa settica o di Imhoff.

I sistemi di depurazione anaerobici prevedono l'introduzione dei liquami in vasche chiuse e non aerate, dove le sostanze organiche vengono demolite dalla flora anaerobica con produzione di una miscela di metano (6), anidride carbonica ed altri gas quali H_2S e PH_3.

Quale sistema classico di depurazione anaerobica ricordiamo le cosiddette *fosse settiche* o *Imhoff* (fig. 48.19): queste consistono in una camera di sedimentazione superiore ed in una camera sottostante per la raccolta dei fanghi. Il liquame in arrivo è costretto a compiere un percorso tortuoso prima di entrare nella camera di sedimentazione, lasciando all'esterno di questa le sostanze galleggianti, tra cui i grassi liberi.

Le materie sedimentabili (fanghi) scivolano lungo le pareti inclinate della camera di sedimentazione e pervengono alla sottostante camera di digestione (cosiddetta perché in essa i fanghi subiscono il processo di demolizione che provoca una riduzione del loro volume): di tanto in tanto si deve provvedere alla rimozione di tali sedimenti. I gas prodotti dalla digestione e molte materie leggere liberatesi dai fanghi, risalgono alla superficie, dove, con il tempo, si può formare una crosta che tende ad aumentare di spessore: perché ciò non accada, si deve di tanto in tanto rimuovere la crosta stessa.

Le fosse settiche sono prefabbricate, con diametri ed altezze funzione del numero *n* di utenti. Di solito, *n* è minore di 150 persone.

La depurazione biologica in condizioni aerobiche, particolarmente adatta per il trattamento dei liquami provenienti da utenti molto numerosi (città, complessi industriali, ecc.), prevede due fasi, consistenti rispettivamente nel:

a) provocare lo sviluppo di microorganismi, che rimuovono gli inquinanti organici biodegradabili dei quali si nutrono;
b) separare per sedimentazione i fanghi formatisi.

Lo sviluppo dei batteri e la conseguente demolizione delle sostanze organiche contenute nell'acqua grezza possono essere ottenute con i seguenti sistemi.

1) *Letti batterici* o *filtri percolatori* (fig. 48.20): consistono in un letto filtrante costituito da pozzolana, coke metallurgico, pietrisco siliceo o addirittura da materiali sintetici di pezzatura regolare, compresa fra 40 e 80 mm. Il letto filtrante è contenuto in un bacino circolare sopra il quale due o quattro bracci ruotano per azione di un motore o per reazione conseguente all'uscita del liquame attraverso fori ricavati nei

(6) Mediamente, 1 kg di BOD eliminato sviluppa circa 0,5 Nm^3 di metano.

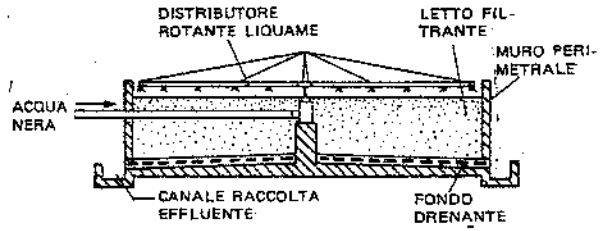


Fig. 48.20 – Filtro percolatore.

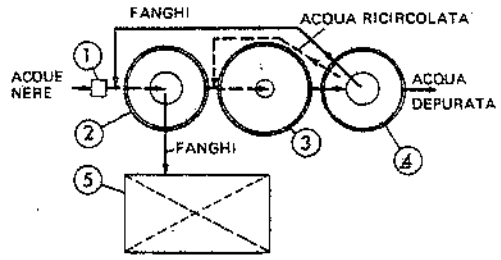
tubi: tale traliccio rotante distribuisce uniformemente il liquido sulla superficie del filtro. Il fondo del filtro è costituito da mattonelle inclinate, in modo da convogliare l'acqua filtrata nel canale periferico di raccolta, e tali da consentire il passaggio di aria attraverso il letto filtrante. L'acqua da trattare, preventivamente decantata, viene anzitutto a contatto con l'ossigeno atmosferico; successivamente attraversa il filtro, nel quale si è andato costituendo un sottilissimo strato gelatinoso contenente batteri, protozoi, funghi, che danno luogo a reazioni aerobiche con le sostanze organiche contenute nell'acqua (l'ossigeno occorrente proviene per tiraggio naturale dalle aperture sottostanti). L'altezza del letto filtrante varia in genere da 1 a 3 m.

L'effluente proveniente dal filtro viene fatto passare in un impianto di sedimentazione. I fanghi che qui si ottengono sono sovente pompati nel sedimentatore primario al fine di aumentare la concentrazione dei fanghi che in tale sedimentatore si separano dal liquame grezzo.

Con un impianto del tipo sopra descritto, si può ottenere una riduzione del BOD_5 fino al 60÷65%. Tale rendimento sale se si ricircola parte del liquido già depurato (7) miscelandolo con il liquido entrante (fig. 48.21) oppure se si installano due filtri in serie (invertendo ad intervalli regolari l'ordine in cui gli stessi lavorano) o ancora se si prevede sia la ricircolazione che la doppia percolazione.

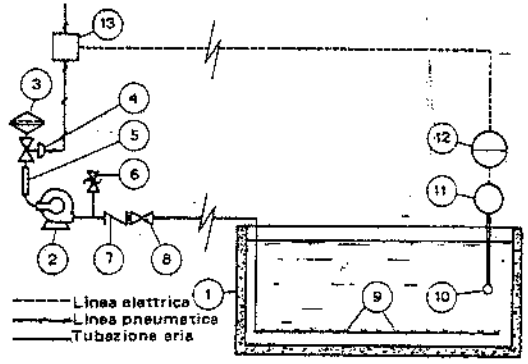
2) *Fanghi attivi* (fig. 48.22): questo sistema è basato su una intensificazione del processo di autodepurazione descritto nel caso di scarichi nei corsi d'acqua. Le acque grezze – preventivamente sottoposte a pretrattamento e ad una sedimentazione primaria – vengono intensamente aerate in un'apposita vasca di aerazione così che lo sviluppo dei microorganismi aerobici risulta favorito. Si determina pertanto la formazione di fiocchi aventi consistenza gelatinosa, i quali adsorbono gli elementi disciolti ed i colloidi presenti nell'acqua grezza; quindi i batteri ed i protozoi provvedono a decomporre tali sostanze con

(7) La ricircolazione, diluendo il liquame da depurare, riduce il carico organico, cioè il BOD del liquido che entra nel filtro.

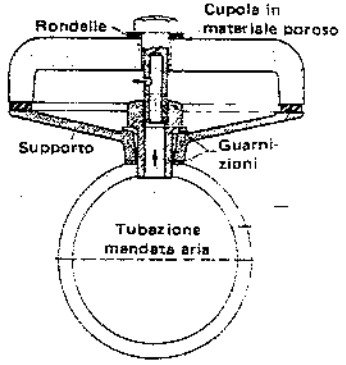


1. Pretrattamento - 2. Decantatore primario - 3. Letto batterico - 4. Decantatore finale - 5. Trattamento fanghi.

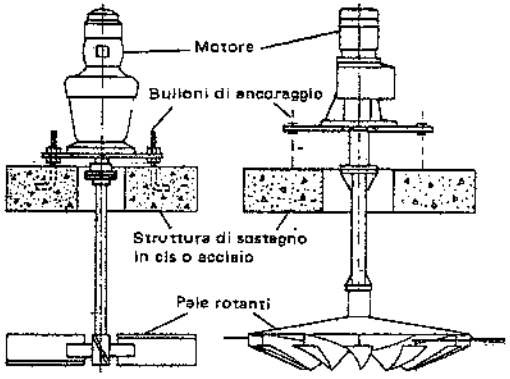
Fig. 48.21 – Schema di un impianto di depurazione biologica con filtro percolatore.



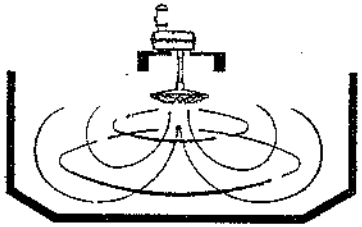
1. Vasca di aerazione - 2. Elettroventilatore - 3. Filtro aria - 4. Valvola modulante - 5. Silenziatore - 6. Valvola di sicurezza 7. Valvola di ritegno - 8. Valvola a sfera - 9. Diffusori d'aria - 10. Sensore di ossigeno - 11. Trasmettitore - 12. Regolatore - 13. Convertitore elettropneumatico.



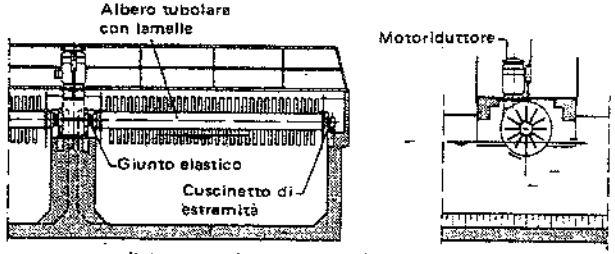
a) Particolare di un diffusore d'aria



b) Aeratori ad asse verticale e pale rotanti



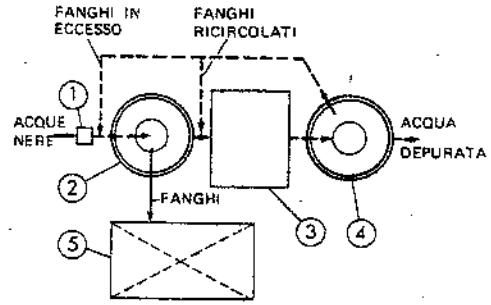
c) Esemplificazione della funzione degli aeratori ad asse verticale



d) Aeratore ad asse orizzontale a lamelle

Fig. 48.22 – Impianto a fanghi attivi: l'aerazione dei liquami è affidata a diffusori (a) oppure ad aeratori ad asse verticale od orizzontale (b-d).

formazione di gas, sostanze minerali e fanghi organici. Questi ultimi si separano in apposito sedimentatore previsto a valle della vasca di aerazione (fig. 48.23). L'acqua, ormai depurata, si scarica per tracimazione, mentre buona parte dei fanghi sedimentati viene rimandata nella vasca di aerazione, al fine di mantenere una sufficiente concentrazione di fanghi attivi (atta a rinforzare la flora aerobica); la parte restante viene evacuata o, meglio, inviata nella vasca di sedimentazione primaria (dove contribuisce all'addensamento dei fanghi, facilitandone la sedimentazione).



1. Pretrattamento - 2. Decantatore primario - 3. Vasca di aerazione - 4. Decantatore finale - 5. Trattamento fanghi.

Fig. 48.23 – Schema di un impianto di depurazione biologica a fanghi attivi.

L'aerazione del liquame è effettuata mediante tubazioni di aria compressa dotate di diffusori (fig. 48.22.a) oppure mediante aeratori ad asse verticale o ad asse orizzontale, dotati di pale o lamelle rotanti (fig. 48.22.b-d) (8).

Il rendimento raggiungibile con un impianto a fanghi attivi può superare il 90% del BOD_5 iniziale.

Si realizzano pure impianti combinati, nei quali cioè le fasi di aerazione e di decantazione avvengono in un unico complesso (caso di impianti destinati a depurare le acque nere alimentate da non più di 1000÷2000 persone).

La fig. 48.24 schematizza un impianto di questo genere: sono visibili la zona (centrale) di ossigenazione e la zona di decantazione. Il tasso di ricircolazione dei fanghi è più elevato che nel sistema a fanghi attivi. La lunghezza dell'impianto può variare da 15 a 70 m; la profondità si aggira intorno ai 4 m.

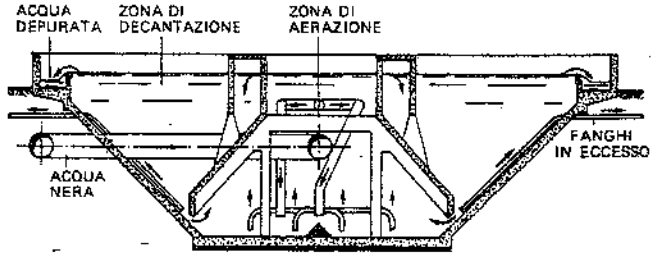


Fig. 48.24 – Sezione trasversale di un impianto di trattamento biologico combinato.

(8) Ricordiamo ancora la tecnologia "a ossigeno puro" che prevede l'insufflazione di ossigeno anziché di aria: tale tecnologia migliora le prestazioni del trattamento biologico e, di conseguenza, consente di ridurre le dimensioni delle vasche di "aerazione"; in certi casi, si può anche fare a meno della sedimentazione primaria.

Ricordiamo che la depurazione biologica delle acque può risultare compromessa dai seguenti fattori:
- presenza di sostanze tossiche (sali di metalli pesanti, cianuri, ecc.);
- temperatura e pH dell'acqua in arrivo;
- insufficienti concentrazioni di sostanze nutritizie minerali (atte a favorire lo sviluppo dei microorganismi), quali, in modo particolare, l'azoto ed il fosforo;
- presenza di detergenti in eccesso;
- sovraccarichi di portata dell'effluente.

48.6. PRECIPITAZIONE CHIMICA

Aggiungendo alle acque da trattare determinate sostanze ed eventualmente modificando le condizioni di temperatura o di pressione e/o di pH, si può provocare la formazione di composti insolubili o poco solubili con le sostanze indesiderabili contenute nell'acqua, le quali in tal modo possono venire separate (normalmente per decantazione). Ad esempio, la precipitazione chimica è utilizzata per trasformare i metalli pesanti in composti insolubili: di solito si agisce sul pH della soluzione portandola in campo alcalino (pH 8÷10). Anche i processi di addolcimento dell'acqua possono essere considerati esempi di precipitazioni chimiche.

A questo punto, è opportuno ricordare come si preparano le soluzioni e le sospensioni necessarie per le varie reazioni chimiche. I reagenti necessari per il trattamento delle acque sono a volte dosati direttamente sotto forma concentrata, a volte impiegati come soluzioni diluite o come sospensioni preventivamente approntate partendo da soluzioni concentrate oppure da prodotti solidi.

1) *Soluzioni diluite da soluzioni concentrate* (fig. 48.25). Dal serbatoio in cui è immagazzinata, la soluzione concentrata viene pompata in un recipiente sopraelevato e di qui alimentata alla vasca di diluizione; un agitatore può favorire la diluizione stessa.

2) *Soluzioni diluite da prodotti solidi.* Si ricorre a sistemi del tipo schematizzato in fig. 48.26 (il reagente è disposto in un cestello forato immerso nell'acqua della vasca ed un agitatore meccanico o ad aria compressa provoca l'omogeneizzazione della soluzione) oppure a dispositivi del tipo di fig. 48.27.

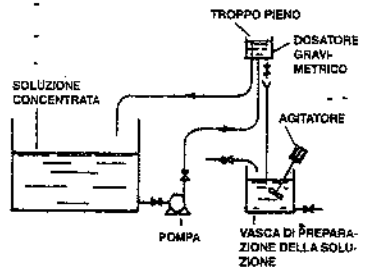


Fig. 48.25 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da soluzioni concentrate.

Fig. 48.26 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da prodotti solidi immersi.

48.7. TRATTAMENTI TERZIARI

Nella terminologia corrente, i procedimenti fin qui considerati (la parte i pretrattamenti) vengono in genere classificati come segue:
- *trattamenti primari:* decantazione, coagulazione-decantazione, flottazione;

- *trattamenti secondari:* depurazione biologica, precipitazione chimica.

Conseguentemente, si individuano come *trattamenti terziari* quelli previsti a valle dei trattamenti primari ed eventualmente secondari (quando si tratta di acque nere o di acque molto inquinate) al fine di ridurre ulteriormente:
- le sostanze in sospensione ed il BOD;
- il tenore di azoto e di fosforo;
- il tenore degli agenti tensioattivi o simili;
- il colore, il COD non biodegradabile, ecc.

Le acque che hanno subito la depurazione terziaria possono essere riutilizzate per impieghi industriali e/o civili.

I trattamenti terziari ai quali si fa più sovente ricorso sono i seguenti: adsorbimento – filtrazione – defosfatazione – denitrificazione – sterilizzazione.

Nei paragrafi seguenti, ci soffermiamo brevemente su tali sistemi di trattamento.

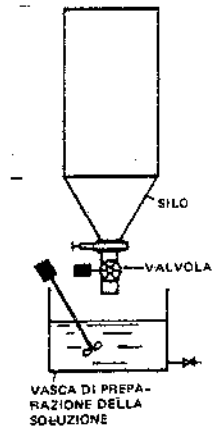


Fig. 48.27 – Preparazione di soluzioni diluite partendo da prodotti solidi immagazzinati in sili.

48.8. ADSORBIMENTO

L'adsorbimento consiste nel fissaggio di una molecola (detta adsorbita) sulla superficie di un materiale (detto adsorbente), sotto l'azione di forze fisiche e chimiche.

Si chiamano *adsorbenti* quelle sostanze aventi facoltà di captare e trattenere le molecole organiche. Fra le più note, ricordiamo il carbone attivo, la silice, l'argilla fine espansa, l'allumina attivata e le resine macroporose non ioniche.

Il grado di adsorbimento r è rappresentabile dalla *legge di Freundlich* (a temperatura costante):

(48.17) $$r = \frac{x}{m} = KC^{1/n}$$

dove:
x = peso di sostanza adsorbita;
m = peso di sostanza adsorbente;
C = concentrazione della sostanza da adsorbire nella soluzione;
K e n = costanti che dipendono dalla temperatura, dall'adsorbente e dall'adsorbito.

La fig. 48.28 evidenzia come varia r in funzione di C e per diversi valori di n.

Il carbone attivo costituisce l'adsorbente più efficace per il trattamento delle acque potabili e – meno frequentemente – industriali, siano esse primarie o di scarico.

Esso può essere impiegato in polvere oppure in grani. Nel primo caso, la polvere viene immersa nell'acqua da trattare (specialmente quando si debbano abbattere punte di inquinamento); nel secondo caso, si fa percolare l'acqua su un letto

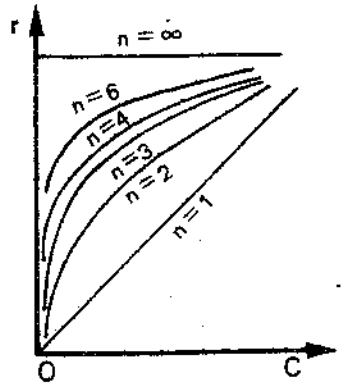


Fig. 48.28 Rappresentazione grafica della legge di Freundlich sull'assorbimento isotermico.

di grani di carbone attivo: in tal modo, oltre all'azione adsorbente degli inquinanti disciolti nell'acqua, il carbone attivo esercita anche un'azione filtrante sulle sostanze in sospensione ed eventualmente un'azione catalitica di declorazione di acque che abbiano subìto un trattamento di clorazione in eccesso. Il carbone in grani favorisce anche lo sviluppo di microorganismi adatti alla biodegradazione di certi inquinanti: si tratta dunque di un adsorbente particolarmente adatto alla rifinitura finale.

48.9. FILTRAZIONE

Quando una sospensione attraversa un mezzo poroso (filtro), le sostanze sospese sono trattenute, mentre il fluido (filtrato) passa oltre.

Se le particelle da separare hanno dimensioni superiori a quelle dei fori del filtro, esse sono trattenute sulla superficie del filtro stesso, il quale prende sovente il nome di *filtro superficiale*.

Realizzano una filtrazione superficiale:
- i filtri a rete (9), i filtri-pressa, i filtri sotto vuoto, ecc.;
- i filtri a tamburo, ricoperti da filo metallico o di plastica, liscio o ripiegato o a profilo speciale: sono in grado di trattenere particelle anche di pochi micrometri di diametro;
- i filtri a cartuccia: costituiti da fibre di cellulosa, sono di solito impiegati come filtri terminali di sicurezza, quando si vuole che l'acqua sia esente da impurezze residue.

Se invece le particelle hanno dimensioni inferiori a quelle dei fori del filtro, esse vengono trattenute all'interno del mezzo poroso ed il filtro si chiama *volumetrico*, a strati oppure a letti filtranti.

I *filtri volumetrici a strati* sono costituiti da fibre di lana o di cellulosa impregnate di resine oppure da fibre di cotone o di vetro intrecciate su un'anima rigida o ancora da prodotti porosi in porcellana, plastica, ecc.

In questi filtri – atti a trattenere particelle anche di pochi micrometri – si esercita una ritenzione non soltanto in superficie, ma anche per una certa profondità del supporto.

I *filtri volumetrici a letti filtranti* sono adatti per separare dall'acqua particelle anche di piccole dimensioni ed in grandi quantità. In ogni caso, la velocità di filtrazione V (rapporto fra la portata Q e l'unità di superficie) è data dalla:

$$V = \frac{P}{\mu R} = kP \qquad (48.18)$$

dove:
P = perdita di carico;
μ = viscosità dinamica;
R = resistenza del mezzo.

Nel caso dei filtri a letti, una parte della sostanza contenuta nel fluido si deposita sui granuli costituenti il letto filtrante e forma uno strato gelatinoso che aumenta l'efficienza di filtrazione.

(9) Ci si riferisce a filtri a maglia fine, atti a trattenere particelle di diametro superiore a 150 μm.

La fig. 48.29 dimostra come varia l'efficienza di un filtro a letto filtrante nel tempo: dopo il periodo t_1 cosiddetto di "maturazione" del filtro, la torbidità dell'acqua filtrata comincia a diminuire, si mantiene poi stabile per un certo periodo di tempo t_2 (durante il quale l'acqua filtrata ha le caratteristiche ottimali richieste); quindi comincia ad aumentare per un tempo t_3 corrispondente al tempo occorrente perché la perdita di carico raggiunga il valore massimo ammissibile. I valori dei tempi suddetti dipendono dalla qualità e quantità delle particelle contenute nell'acqua da trattare, dalla granulometria dei granuli del letto filtrante, dalla velocità di filtrazione, dall'altezza del letto filtrante.

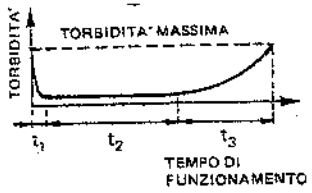


Fig. 48.29 – Qualità dell'acqua filtrata in funzione del tempo di filtrazione.

Si definisce *caratteristica* o *resa di un filtro* la portata di acqua smaltita nell'unità di tempo dall'unità di superficie filtrante ($m^3/h \cdot m^2$).

In pratica, con i filtri superficiali si raggiungono rese variabili da 5 a 30 $m^3/m^2 \cdot h$. Con quelli a letti filtranti si possono trattenere da 0,5 a 5 kg di materiali in sospensione per ogni m^3 di materiale filtrante, in relazione ai parametri da cui dipendono i tempi t_2 e t_3.

La scelta di un filtro fra i diversi tipi cui sopra si è fatto cenno, dipende, fra l'altro, dai seguenti fattori:
- caratteristiche del liquido da filtrare e delle impurezze in esso contenute e loro variazioni nel tempo;
- qualità dell'acqua filtrata, tolleranze ammesse e possibilità di controllo;
- condizioni di installazione;
- possibilità e modalità di pulizia del filtro;
- spese d'investimento e di esercizio.

Nel campo della filtrazione mediante letti filtranti, si citano i seguenti sistemi.

1) *Filtri a gravità*

I filtri a gravità, generalmente costituiti da letti filtranti in sabbia, possono essere di due tipi: lenti o rapidi. Nei *filtri lenti* (fig. 48.30), uno strato di sabbia fine (la dimensione media dei granelli può variare – a seconda delle caratteristiche dell'acqua da filtrare – da 0,5 a 1,2 mm) è sopportato da uno o più strati di ghiaietto siliceo (se gli strati di supporto sono più di uno la loro granulometria va crescendo verso il basso).

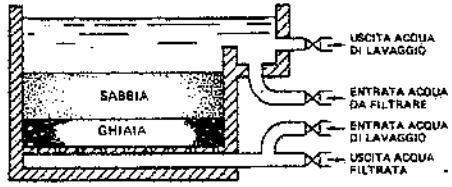


Fig. 48.30 – Filtro a gravità.

La portata di un filtro a gravità (ovvero la velocità con la quale l'acqua attraversa il filtro) dipende essenzialmente dal battente d'acqua sullo strato filtrante, dallo spessore di quest'ultimo e dalla granulometria della sabbia, oltre che dal grado di intasamento del filtro. Risulta cioè:

$$Q = k\frac{H}{s} \qquad (48.19)$$

dove:
Q = resa del filtro (portata smaltita dall'unità di superficie filtrante);
k = coefficiente numerico che dipende dal grado di finezza della sabbia;
H = battente d'acqua sullo strato filtrante;
s = spessore dello strato filtrante.

La portata dei filtri lenti – se si richiedono filtrazioni molto spinte – risulta piuttosto limitata: 100÷500 litri/h per m^2 di superficie filtrante.

Questo spiega la preferenza per i *filtri rapidi*, i quali si differenziano dai primi per il fatto che la formazione del deposito filtrante (cioè dello strato di particelle o impurezze che si depositano sul filtro e che attivano l'efficienza filtrante dello stesso) viene accelerata artificialmente aggiungendo all'acqua sostanze coagulanti (v. § 48.3): in tal modo, sul filtro si deposita uno strato gelatinoso che risulta particolarmente efficace nel trattenere le particelle sospese nell'acqua.

Ne consegue che la sabbia viene ad avere prevalentemente lo scopo di sopportare lo strato gelatinoso, sul quale si concentra l'azione filtrante: essa può quindi avere una maggiore granulometria o uno spessore minore, con un aumento della velocità di filtrazione e quindi della quantità d'acqua filtrata. Infatti, i filtri rapidi sono caratterizzati da velocità di filtrazione di 5÷20 m/h e portate comprese fra 5 e 20 m^3/h per m^2 di superficie filtrante.

2) *Filtri a pressione*

Quando l'acqua da filtrare è in pressione, si ricorre sovente a *filtri chiusi* o – come si suol dire – *in pressione* (fig. 48.31): nei tipi normali, l'acqua entra dall'alto e attraversa il letto filtrante (sovente a sabbia di quarzo; a volte ad antracite in granuli fini), uscendo dal basso dei recipienti, normalmente cilindrici, costituenti il filtro.

In altri tipi, come nel cosiddetto *filtro immedium* (fig. 48.32), il flusso dell'acqua avviene invece dal basso verso l'alto, attraversando perciò dapprima strati filtranti aventi interstizi più grandi e poi quelli ad interstizi più piccoli: per evitare che l'acqua rimuova lo strato filtrante, nei filtri immedium si provoca una pressione sulla superficie superiore, eventualmente con la stessa acqua da filtrare.

Nei filtri a pressione normali la velocità di filtrazione varia da 5 m/h a 15 m/h; con i filtri immedium la velocità può raddoppiare.

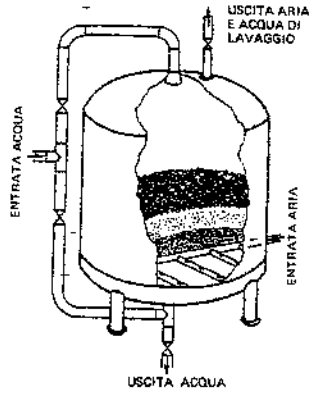


Fig. 48.31 – Filtro a pressione.

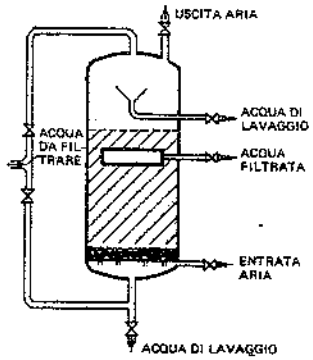


Fig. 48.32 – Filtro immedium.

Tutti i filtri devono essere periodicamente puliti, rimuovendo le impurezze che essi hanno trattenuto e riassestando poi la massa filtrante (nel caso dei filtri a letti). L'operazione di pulizia riveste quindi un'importanza determinante. In genere essa consiste in un lavaggio in controcorrente eseguito con acqua o con acqua ed aria compressa. Nel primo caso occorre una portata d'acqua tale da espandere il volume apparente della sabbia costituente il filtro almeno del 15%. Nel secondo caso – assai più diffuso – si utilizza una portata d'acqua minore (insufficiente a provocare l'espansione della sabbia), ma si agita contemporaneamente la sabbia con getti di aria compressa.

La frequenza dei lavaggi dipende ovviamente dalla natura dell'acqua da filtrare. In pratica, ci si basa sulla perdita di carico e si effettua il lavaggio quando essa raggiunge un certo limite: si tratta ovviamente di individuare per quale valore della perdita di carico comincia ad aumentare la torbidità dell'acqua filtrata (fig. 48.33).

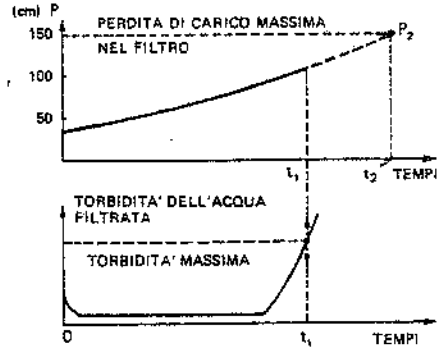


Fig. 48.33 – Variazione della perdita di carico e della caratteristica "torbidità" dell'acqua uscente in un filtro a letto filtrante.

48.10. DEFOSFATAZIONE

Quando le acque immesse in un lago, o in acque superficiali poco mosse, contengono notevoli quantità di fosfati (la cui origine è in gran parte dovuta all'impiego dei detersivi), questi possono stimolare il fenomeno dell'eutrofizzazione, cioè favorire lo sviluppo delle alghe e del plancton.

I trattamenti atti a realizzare le defosfatazione prevedono una precipitazione chimica a mezzo di reattivi (coagulazione), seguita da una fase di decantazione o di flottazione.

48.11. DENITRIFICAZIONE

La riutilizzazione di acqua depurata per usi potabili o per il ravvenamento di falde sotterranee, richiede la riduzione spinta dei composti azotati (NH_4^+, NO_2^-, NO_3^-) mediante trattamenti chimico-fisici o biologici. Nel primo caso, si eleva il pH a valori tali da rimuovere gli ioni NH_4^+, sotto forma di ammoniaca NH_3, per "strippaggio" da parte dell'aria in torri di contatto (il procedimento può essere accoppiato, per quanto concerne il condizionamento chimico, a quello della defosfatazione). Nel secondo caso, tenendo presente che la trasformazione dell'ammoniaca in nitrati può già essere avvenuta nei trattamenti secondari, si completa la denitrificazione favorendo, in appositi bacini non aerati, lo sviluppo di colonie di microorganismi che assorbono dai nitrati l'ossigeno necessario allo sviluppo e li riducono ad azoto gassoso: si tratta quindi di un processo biologico di tipo anaerobico nel quale l'ossigeno occorrente per il metabolismo dei microorganismi è fornito dai composti disciolti nell'acqua e non mediante insufflazione di aria.

48.12. STERILIZZAZIONE

Le acque, siano esse naturali oppure provenienti da impianti di trattamento, contengono dei microorganismi (batteri, alghe, protozoi, funghi), i quali, se in numero elevato oppure di tipo particolare, possono rendere le acque stesse dannose per l'organismo umano e quindi non potabili.

D'altra parte, quando le acque sono utilizzate negli impianti industriali, tali microorganismi possono – in particolari condizioni di temperatura, luce, presenza di sostanze nutritive, ecc. – riprodursi fino ad intasare reti ed apparecchi, dare luogo a cattivi odori, favorire o promuovere la corrosione (10).

Per eliminare i microorganismi dannosi o patogeni, si ricorre industrialmente ad uno dei seguenti metodi di sterilizzazione delle acque.

A) *Clorazione*

Il cloro è il reattivo più utilizzato per la sterilizzazione dell'acqua e può essere applicato sotto diverse forme, fra le quali ricordiamo:

1) L'*ipoclorito di sodio*, immesso nell'acqua da trattare nella quantità occorrente mediante pompe dosatrici o anche per gravità:

(48.20) $$NaClO \overset{H_2O}{\rightleftarrows} Na^+ + ClO^-$$

(48.21) $$ClO^- \rightleftarrows Cl^- + \frac{1}{2}O_2$$

L'ipoclorito di sodio, adatto per piccoli impianti, tende ad innalzare il pH dell'acqua;

2) Il *cloro liquido* o *gassoso* (11), disciolto in acqua mediante appositi dosatori automatici:

(48.22) $$Cl_2 + H_2O \rightleftarrows ClO^- + Cl^- + 2\,H^+$$

(48.23) $$ClO^- \rightleftarrows Cl^- + \frac{1}{2}O_2$$

Il cloro, adatto per grandi impianti, tende ad abbassare il pH dell'acqua.

La quantità di cloro necessaria dipende dalla "domanda di cloro" (12) dell'acqua da trattare.

Di solito, si considera sufficiente ad assicurare una buona disinfezione dell'acqua un tenore residuo di cloro non superiore a 0,2÷0,5 ppm.

(10) Vale la pena di rilevare che la sterilizzazione dell'acqua prima dell'impiego o del suo riutilizzo può rendersi necessaria anche dopo un trattamento biologico o dopo lo stesso trattamento terziario: è il caso di acque contenenti microbi patogeni (come quelle di scarico da strutture sanitarie) oppure di acque destinate alla riutilizzazione per usi potabili o in piscine o ancora di acque scaricate in prossimità di bagni pubblici.

(11) Ricordiamo che il cloro è un forte irritante delle vie respiratorie e può diventare tossico in dosi superiori a 30 cm^3/m^3. Gli impianti di immagazzinamento e di distribuzione del cloro devono quindi soddisfare le relative norme di sicurezza. In particolare, il cloro deve essere immagazzinato allo stato liquido in recipienti di acciaio installati in appositi locali.

(12) La domanda di cloro è data dalla differenza fra la quantità di cloro introdotta in un'acqua e la quantità di cloro residuo dopo un tempo prestabilito.

B) Le *clorammine* hanno un potere battericida meno rapido e meno intenso rispetto a quello del cloro e dell'ipoclorito, ma più prolungato nel tempo: sono preparate impiegando cloro e ammoniaca (in dosi comprese fra 1/4 e 1/2 della dose di cloro).

C) *Ozonizzazione*

Com'è noto, l'ozono (O_3) è un gas instabile, che tende a trasformarsi in ossigeno esercitando contemporaneamente una energica azione sterilizzante. Industrialmente, l'ozono si produce comprimendo aria atmosferica, essiccandola e facendola passare fra due elettrodi (eventualmente ricoperti con un dielettrico) sottoposti ad una differenza di potenziale alternativa. Il costo di produzione dell'ozono è piuttosto elevato per cui il suo impiego è generalmente limitato alla sterilizzazione di acque potabili (che con tale trattamento risultano inodori ed insapori). Data la scarsa solubilità del gas, particolare importanza riveste la messa in contatto fra aria e acqua: a tale fine si ricorre a impianti di miscelazione del tipo schematizzato in fig. 48.34; l'immissione dell'ozono nell'acqua può avvenire mediante tubi forati o iniettori.

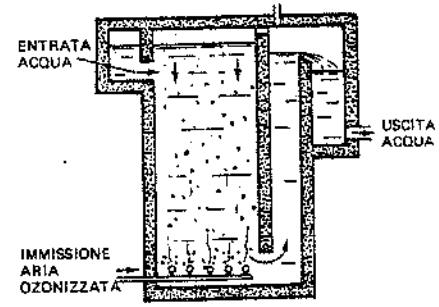


Fig. 48.34 – Impianto per l'ozonizzazione dell'acqua.

D) *Raggi ultravioletti*

La sterilizzazione dell'acqua mediante raggi ultravioletti si attua facendo passare l'acqua in un condotto al centro del quale si trova un tubo di quarzo che racchiude la lampada sorgente di raggi ultravioletti.

48.13. RAFFREDDAMENTO DELL'ACQUA

L'acqua proveniente dalle utenze tecnologiche degli stabilimenti industriali senza aver subito processi inquinanti salvo un aumento di temperatura, può essere recuperata attraverso un particolare tipo di trattamento: il raffreddamento (13).

A tale fine, l'acqua, a mezzo di un'apposita rete di condotte, viene generalmente raccolta in vasche interrate. Da queste vasche l'acqua è prelevata per il raffreddamento e successivamente rimessa in ciclo (fig. 36.11).

Fra i vari sistemi utilizzabili per il raffreddamento dell'acqua ricordiamo i seguenti:

- raffreddamento mediante aria atmosferica;
- raffreddamento mediante un fluido ausiliario (di norma aria atmosferica) con l'acqua da raffreddare in circuito chiuso;
- impiego di gruppi frigorigeni.

(13) Un abbassamento della temperatura dell'acqua può anche risultare necessario in vista dello scarico dell'acqua stessa in corpi idrici riceventi che non sopportino inquinamenti provocati da temperature superiori a certi valori (v. capitolo 46).

1) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica

Un sistema cui sovente si ricorreva in passato per realizzare il raffreddamento dell'acqua, è quello che prevede il frazionamento della stessa per mezzo di ugelli posti su tubazioni installate superiormente a una vasca di accumulo.

La fig. 48.35 schematizza tale sistema di raffreddamento: l'acqua calda arriva sopra il vascone mediante tubazioni dotate di appositi ugelli; da questi, l'acqua zampilla nella vasca, raffreddandosi al contatto con l'aria atmosferica e, soprattutto, per evaporazione (14).

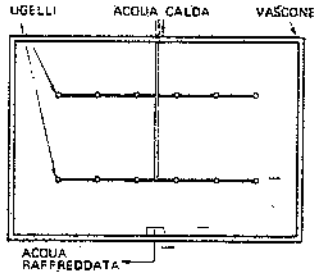


Fig. 48.35 – Raffreddamento dell'acqua ottenuto frazionando lo scarico con ugelli.

In questi impianti, l'evaporazione provoca una perdita d'acqua pari al 3% circa della portata in circolazione: un equivalente volume d'acqua deve quindi essere reintegrato.

Un secondo sistema di raffreddamento per mezzo di aria è quello basato sull'impiego di *torri evaporative*.

Il principio di raffreddamento proprio delle torri è il seguente: l'acqua calda, scendendo lungo la torre, viene a contatto con l'aria atmosferica, capace di favorire il raffreddamento dell'acqua stessa per parziale evaporazione e per trasmissione termica a convezione fra acqua e aria; la trasmissione provoca il raffreddamento dell'acqua, purché, evidentemente, la temperatura dell'acqua sia maggiore di quella dell'aria; la parte di calore sottratta all'acqua per semplice convezione è più o meno importante, a seconda della temperatura dell'aria entrante nella torre; per temperature dell'aria di circa 0°C (in inverno), lo scambio termico convettivo è circa il 40% dello scambio totale; per temperature dell'aria di circa 25°÷30°C (in estate), lo scambio convettivo non supera il 10% del totale.

Per incrementare l'evaporazione e lo scambio termico per convezione, la massa d'acqua viene suddivisa in goccioline o in strati sottilissimi, al fine di aumentare la superficie ed il tempo di contatto aria-acqua. I movimenti dell'acqua e dell'aria avvengono generalmente in senso opposto (l'acqua verso il basso e l'aria verso l'alto); sono peraltro impiegate anche torri costruite in modo da provocare movimenti incrociati.

Il frazionamento dell'acqua in gocce è ottenuto a mezzo di opportuni sistemi disperdenti: piatti orizzontali metallici sovrapposti in posizioni sfalsate, celle a nido d'ape in legno o plastica.

La suddivisione dell'acqua in strati sottili è invece realizzata a mezzo di lastre di materiali plastici, disposte in verticale e opportunamente distanziate fra di loro. La distribuzione dell'acqua sui sistemi disperdenti è ottenuta con dispositivi appropriati posti al di sopra dei sistemi stessi (ugelli polverizzatori, tubi bucherellati, vaschette a stramazzo).

La corrente d'aria attraverso la torre può essere provocata per via artificiale (a mezzo di ventilatori elicoidali o centrifughi, aspiranti o soffianti) o per via naturale, utilizzando il tiraggio provocato da un camino (fig. 48.36 e 48.37).

(14) È noto che l'evaporazione necessita di una somministrazione di calore (circa 2500 kJ/kg di acqua evaporata). In questo caso, il calore è fornito dall'acqua non evaporata, la quale, per contro, si raffredda.

L'acqua raffreddata uscente dalla torre è generalmente raccolta in una vasca dalla quale, per pompaggio, viene rimessa in ciclo.

Il funzionamento di una torre è caratterizzato da una perdita di acqua per evaporazione e per trascinamento. La prima si calcola esattamente con la seguente formula:

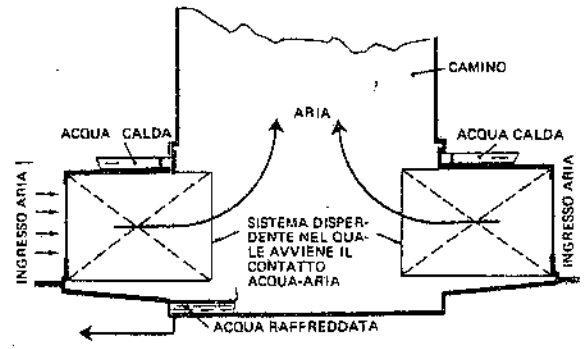


Fig. 48.36 – Torre evaporativa a tiraggio naturale.

$$P = A \cdot (x_u - x_e) \quad (kg/h) \tag{48.24}$$

dove:

- P = quantità di acqua evaporata (kg vapore/h);
- A = portata di aria attraversante la torre (kg aria/h);
- x_u = umidità assoluta dell'aria uscente dalla torre (kg vapore/kg aria);
- x_e = umidità assoluta dell'aria entrante nella torre (kg vapore/kg aria).

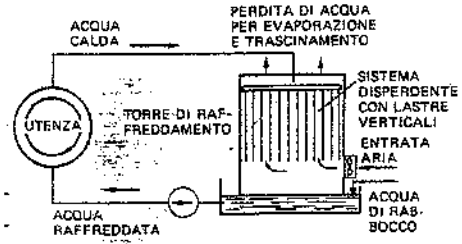


Fig. 48.37 – Torre evaporativa a tiraggio forzato.

I valori di x_u e x_e sono rilevabili sul diagramma di Mollier (fig. 33.24). La perdita d'acqua per evaporazione varia con le condizioni atmosferiche esterne: essa è meno importante in inverno che in estate, ed è (mediamente nell'anno) dell'ordine dell'1% della portata d'acqua in circolazione per una differenza di temperatura di 7°C tra l'acqua in entrata e l'acqua in uscita dalla torre.

La perdita di acqua dovuta a trascinamento da parte dell'aria è quasi nulla nelle torri a tiraggio naturale e abbastanza sensibile in quelle a tiraggio forzato (mediamente, 0,5% della portata d'acqua in circolazione).

Le suddette perdite vengono evidentemente integrate con nuova acqua. La determinazione della quantità di acqua di integrazione deve anche tenere conto dello spurgo necessario per mantenere la concentrazione dei sali nell'acqua al di sotto del valore limite ritenuto pericoloso per la formazione di incrostazioni e depositi: il valore di tale spurgo è dell'ordine di grandezza dell'1% della portata d'acqua in circolazione.

In base a quanto detto, la quantità di acqua di integrazione per una torre è (mediamente nell'anno) pari al 2,5% della portata d'acqua in circolazione.

I dati necessari per definire una torre devono essere determinati per le condizioni più sfavorevoli di funzionamento, vale a dire in estate, quando la temperatura del termometro a bulbo umido è più elevata.

Tali dati sono:
- P = portata d'acqua da raffreddare (m^3/h);
- c_p = capacità termica massica dell'acqua (J/kg·°C);
- ρ = massa volumica dell'acqua (kg/m^3);
- t_e = temperatura dell'acqua (calda) in entrata nella torre (15);
- t_u = temperatura dell'acqua in uscita dalla torre (acqua fredda);
- t_{bu} = temperatura del termometro a bulbo umido, detta anche temperatura al bulbo umido o bagnato (v. capitolo 33 § 6c), relativa alle condizioni atmosferiche estive della località interessata; detta temperatura al bulbo umido è pari alla media dei valori massimi registrati nella località durante un certo numero di anni.

Il prodotto $Q = c_p \rho P(t_e - t_u)$ fornisce la potenzialità termica della torre (J/h), vale a dire la quantità di calore che la torre sottrae all'acqua in un'ora.

Il motivo per cui interessa la temperatura al bulbo umido dell'aria atmosferica e non la temperatura al bulbo secco (quella che normalmente si misura) è dovuto al fatto che la temperatura al bulbo umido tiene conto sia della temperatura sia dell'umidità relativa dell'aria (16).

La fisica insegna che, in una torre, la temperatura al bulbo umido dell'aria entrante coincide con la temperatura minima di raffreddamento dell'acqua uscente (acqua fredda). Tale limite è raggiungibile solamente con una torre avente dispersioni nulle di calore con l'esterno e con una superficie infinita di scambio termico tra l'acqua e l'aria. In pratica, esso è irraggiungibile: la temperatura minima dell'acqua uscente dalla torre è superiore di 4÷6°C alla temperatura al bulbo umido dell'aria entrante (17).

Appositi diagrammi, come quello riportato in fig. 48.39, consentono di determinare la temperatura al bulbo umido corrispondente alla temperatura al bulbo secco ed al grado igrometrico (umidità relativa) di una certa aria atmosferica: si legge la temperatura del termometro secco sulle ascisse e si traccia la verticale fino ad incontrare la curva igrometrica corrispondente; da tale punto si traccia una linea orizzontale fino ad incontrare l'asse delle ordinate: l'ordinata corrispondente fornisce la temperatura del termometro bagnato. È facile rilevare che tutte le condizioni atmosferiche rappresentate da punti giacenti sulla stessa orizzontale hanno uguali temperature al "termometro bagnato".

Agli stessi risultati si perverrebbe utilizzando il già citato diagramma di Mollier dell'aria umida (fig. 33.24).

Al fine di evitare la fermata dell'impianto in caso di arresto del ventilatore, si prevedono sovente torri di raffreddamento dotate di due o più elettroventilatori, il che consente anche l'esclusione (ad esempio, nella stagione meno calda) di una parte dei ventilatori.

I sistemi di raffreddamento ad aria atmosferica sono caratterizzati, come già detto, da un'evaporazione di acqua (cui consegue un aumento della concentrazione di sali nell'acqua ed un abbassamento del tenore di CO_2 disciolta) e dall'esposizione

(15) Ovviamente, tale temperatura non può superare certi valori, compatibili con il materiale costituente le lastre di contatto (70°÷80°C).

(16) La temperatura al bulbo umido relativa ad una determinata aria ambiente corrisponde alla temperatura dell'aria satura avente il medesimo contenuto di calore totale (entalpia) dell'aria ambiente stessa. Naturalmente, tale temperatura raggiunge i valori massimi nel periodo estivo ed a questi ci si deve riferire. Peraltro, non è il caso di considerare le temperature massime della stagione estiva (che durano pochi giorni), bensì le temperature medie delle massime di parecchi anni. I diagrammi di fig. 48.38 riportano tali temperature medie del "termometro bagnato" in alcune località italiane.

(17) Ad esempio: ad uno stato medio estivo di 32°C e 50% di umidità relativa corrisponde una temperatura del termometro a bulbo umido di circa 23,5°C; in tali condizioni, il raffreddamento dell'acqua non potrà scendere sotto i 28°÷29°C.

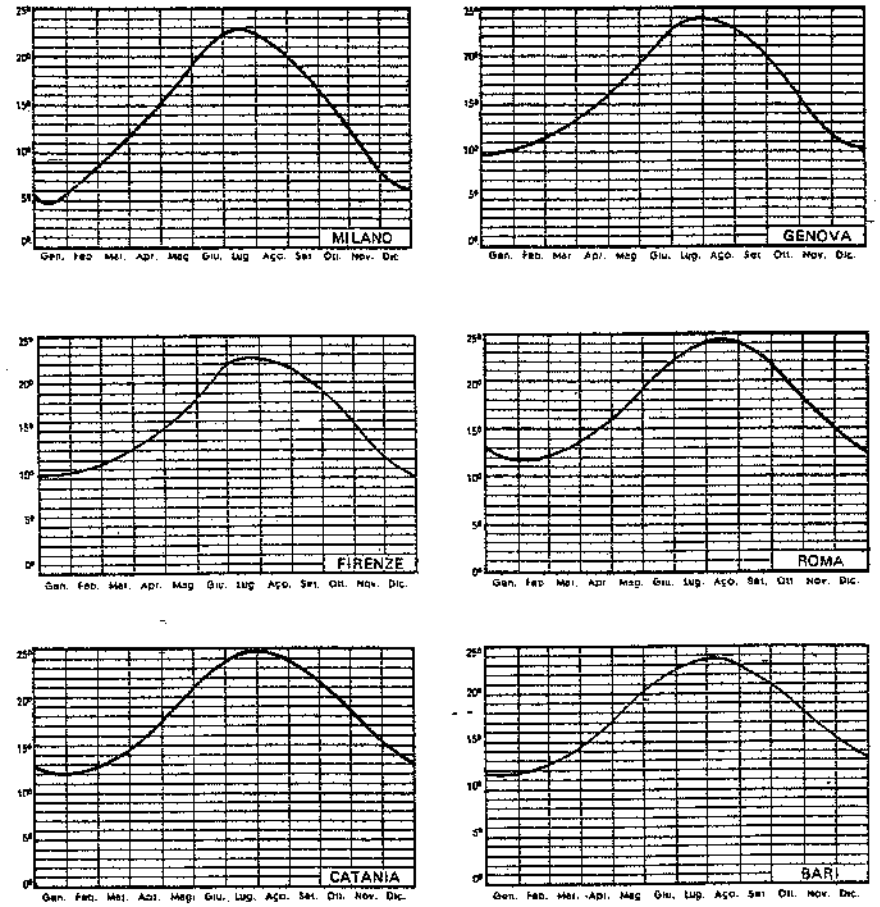


Fig. 48.38 – Temperature del termometro a bulbo umido di alcune città.

dell'acqua all'aria e alla luce; questi elementi favoriscono la formazione di incrostazioni, di corrosioni, di alghe e la sopravvivenza di batteri. Si rende pertanto necessario prevenire tali inconvenienti con interventi che dipendono dalla portata d'acqua in circolazione e dalle temperature in gioco.

I sistemi più adottati per stabilizzare l'acqua sono i seguenti:
- impiego di inibitori della corrosione (cui si è già fatto cenno nel capitolo 33);
- impiego di prodotti chimici atti a ritardare la precipitazione del carbonato di calcio e quindi la formazione di incrostazioni nei punti caldi del circuito (18).

(18) Si ricordi che le incrostazioni riducono la superficie di contatto fra metallo ed acqua e quindi il pericolo di corrosione; ragione per cui, intervenendo contro la formazione di incrostazioni, si favorisce sovente la corrosione.

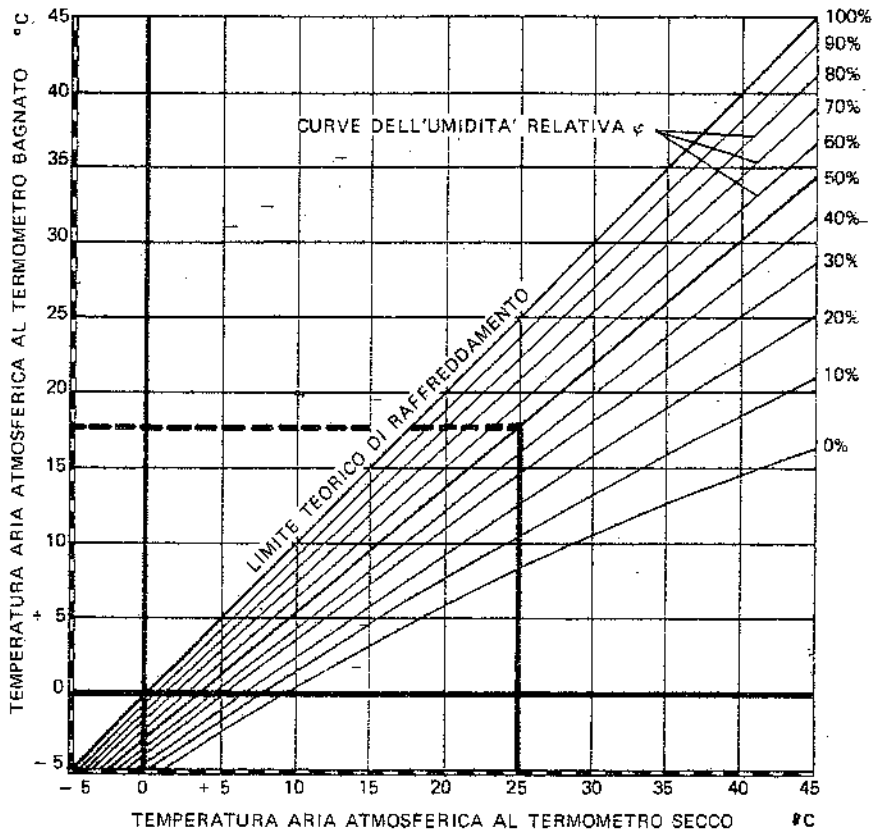


Fig. 48.39 – Diagramma per la determinazione della temperatura del termometro a bulbo umido.

I principali prodotti ritardanti sono i polifosfati ed i colloidi organici, che però presentano l'inconveniente di favorire lo sviluppo biologico di alghe e batteri (in quanto introducono nell'acqua elementi nutritivi, come i fosfati); a quest'ultimo inconveniente si può rimediare introducendo saltuariamente del cloro (sotto forma di gas o di ipoclorito) in dosi massicce ed effettuando sterilizzazioni periodiche (almeno una all'anno, specie in primavera).

2) Raffreddamento per mezzo di aria atmosferica con acqua in circuito chiuso

Quando il processo tecnologico esige che l'acqua da raffreddare non venga a contatto con l'aria atmosferica, non è più possibile adottare le torri evaporative descritte in precedenza, ma si ricorre a refrigeratori ad aria nei quali l'acqua circola

in un "serpentino" metallico, generalmente alettato, lambito esternamente dall'aria atmosferica (19).

Si può aumentare anche di 2÷3 volte l'efficienza di tali refrigeratori in circuito chiuso spruzzando con acqua (nella quantità di circa 1 kg ogni 2000 kJ da sottrarre) la superficie lato aria del serpentino (fig. 48.40); quando si attua tale soluzione, il refrigeratore è definito "bagnato" (per contrapposizione, il refrigeratore in circuito chiuso a sola aria atmosferica è detto "a secco").

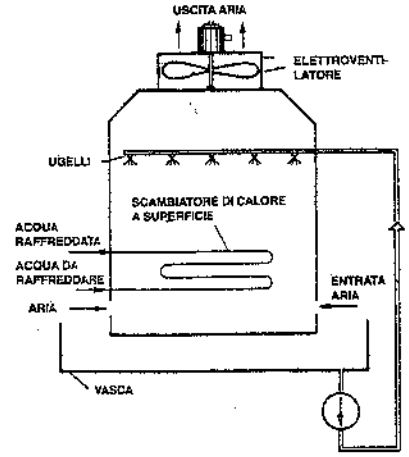


Fig. 48.40 – Refrigeratore "bagnato" ad aria.

Nel sistema di raffreddamento con refrigeratori bagnati sono pertanto individuabili due circuiti completamente indipendenti tra di loro: il circuito del fluido circolante nelle utenze (circuito secondario) ed il circuito dell'acqua evaporante (circuito primario); il primo circola fra le utenze ed il refrigeratore, mentre l'acqua evaporante ricircola nella torre.

Al fine di mettere a confronto il sistema di raffreddamento per mezzo di torri evaporative e quello in esame, facciamo un esempio pratico: il primo sistema consente di ottenere, con temperatura al bulbo umido di 24°C, acqua a 28°÷29°C; il sistema ad aria atmosferica con acqua in circuito chiuso non permette di ottenere acqua con temperatura minore di 35°C, causa la presenza di uno scambio termico in più (20).

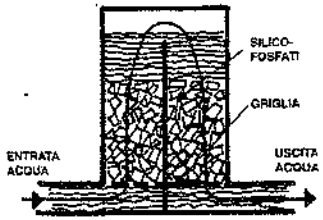


Fig. 48.41 – Schema di un impianto anti-incrostante a base di silico-fosfati.

Per contro, con il secondo sistema, grazie al fatto che lo stesso non provoca alcuna evaporazione del fluido secondario, la precipitazione dei sali e la formazione di ossidi di ferro (21) sono molto limitate: pertanto, il costo dei reagenti da aggiungere all'acqua risulta minore rispetto al caso del raffreddamento in circuito aperto (torri evaporative).

(19) L'adozione di refrigeratori ad aria a circuito chiuso è indispensabile quando il fluido da raffreddare è costituito da olio, fluidi frigorigeni o equivalenti.

(20) Il limite di 35°C è generalmente valido tanto se il refrigeratore ad aria con acqua in circuito chiuso è del tipo "a secco", quanto se è del tipo "bagnato": infatti, quest'ultima versione consente di ridurre le dimensioni del refrigeratore, ma non migliora le possibilità di raffreddamento consentite dall'impiego di aria atmosferica.

(21) Com'è noto, i sali sono responsabili delle incrostazioni. In pratica, la formazione di incrostazioni è limitata mediante l'impiego di polifosfati o di silico-fosfati (fig. 48.41), i quali danno luogo alla formazione di un velo protettivo sulle pareti delle tubazioni e limitano la formazione di depositi in forma cristallizzata. Per impedire la corrosione, con conseguente formazione di ossidi di ferro, si ricorre a sostanze inibitrici, da scegliere caso per caso.

3) Raffreddamento mediante gruppi frigorigeni

Come già detto, la temperatura di raffreddamento dell'acqua (t_{raf}), ottenibile – in estate – con i sistemi di raffreddamento dianzi indicati, è soprattutto funzione delle condizioni atmosferiche (temperatura dell'aria al bulbo secco e temperatura dell'aria al bulbo umido). Poiché tali condizioni atmosferiche variano continuamente durante l'anno, anche la t_{raf} varia, raggiungendo i valori minimi in inverno e quelli massimi in estate.

A Torino, per esempio, la t_{raf} può raggiungere il valore minimo di 3°÷5°C in inverno ed il valore massimo di 28°÷30°C, allorché la temperatura al bulbo umido è di circa 24°÷25°C (condizioni di afa).

Risulta evidente che, mentre la temperatura minima può essere eventualmente aumentata (miscelando l'acqua raffreddata con l'acqua calda di ritorno dagli impianti), la temperatura massima non può essere assolutamente diminuita.

Allorché necessita un raffreddamento più spinto, si rende pertanto indispensabile l'impiego di gruppi frigorigeni. Con tali gruppi è infatti possibile raffreddare l'acqua, anche in estate, fino a temperature prossime a 0°C (in pratica 4°÷6°C).

Richiamiamo alcune nozioni fondamentali sui gruppi frigorigeni.

La fig. 48.42 schematizza un gruppo frigorigeno.

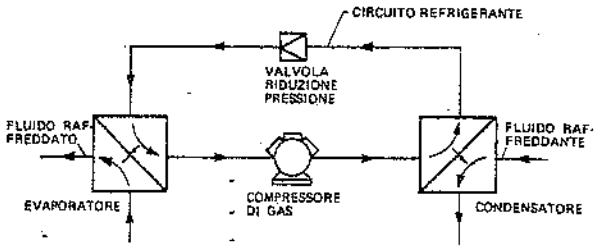


Fig. 48.42 – Gruppo frigorigeno.

Esso è essenzialmente costituito da:
- *compressore*, azionato di solito da motore elettrico, atto a comprimere il gas refrigerante (chiamato semplicemente refrigerante) dalla pressione esistente nell'evaporatore a quella del condensatore;
- *condensatore*, atto a condensare il refrigerante, cedendo il calore di condensazione ad un fluido (acqua o aria), il quale si riscalda;
- *evaporatore*, atto ad evaporare il refrigerante liquido, assorbendo il calore di evaporazione dall'acqua da raffreddare (la quale si raffredda);
- *valvola riduttrice di pressione* (o *valvola di espansione*), atta a ridurre la pressione del refrigerante dal valore esistente nel condensatore a quello nell'evaporatore.

Il condensatore può funzionare con acqua o con aria. Nel primo caso, esso ha la forma di uno scambiatore di calore a superficie, nel quale l'acqua percorre i tubi del fascio tubiero ed il refrigerante gassoso condensa all'esterno dei tubi.

Nel secondo caso, esso ha la forma di una batteria a tubi alettati, nella quale il refrigerante condensa all'interno dei tubi e l'aria lambisce l'esterno dei tubi stessi.

L'evaporatore ha la forma di uno scambiatore di calore a superficie, nel quale l'acqua percorre i tubi del fascio tubiero ed il refrigerante liquido evapora all'esterno dei tubi raffreddando l'acqua stessa.

Le trasformazioni che avvengono nel condensatore e nell'evaporatore di un gruppo frigorigeno riguardano i vapori saturi, per cui esse si svolgono a temperatura e pressione costanti: tali trasformazioni sono cioè isoterme ed isobare.

Il funzionamento di un gruppo frigorigeno è basato su un ciclo simile a quello di Carnot, percorso in senso inverso.

Il ciclo teorico di Carnot comprende le seguenti trasformazioni:
- compressione adiabatica;
- compressione isotermica;
- espansione adiabatica;
- espansione isotermica.

Il ciclo pratico, sfruttato nei gruppi frigorigeni, comprende invece le seguenti trasformazioni:
- compressione adiabatica (nel compressore);
- condensazione quasi totalmente isotermica-isobara (nel condensatore);
- espansione isoentalpica (nella valvola di espansione);
- evaporazione isotermica-isobara (nell'evaporatore).

In fig. 48.43 è riportato il diagramma di Mollier (in coordinate entalpie-pressioni) per il gas ammoniaca, sovente impiegato come refrigerante nei gruppi frigorigeni.

Su tale diagramma, il ciclo di Carnot è rappresentato dal poligono 1-2"-2'-3-4'-1:
- la linea 1-2" rappresenta la compressione adiabatica;
- la linea 2"-2'-3 rappresenta la compressione isotermica;
- la linea 3-4' rappresenta l'espansione adiabatica;
- la linea 4'-1 rappresenta l'espansione isotermica.

Il ciclo pratico è invece rappresentato dal poligono 1-2-2'-3-4-1:
- la linea 1-2 rappresenta la compressione adiabatica;
- la linea 2-2'-3 rappresenta la condensazione;
- la linea 3-4 rappresenta l'espansione isoentalpica;
- la linea 4-1 rappresenta l'evaporazione.

Vale a dire, la trasformazione 2-2'-3 sostituisce la 2"-2'-3 in quanto quest'ultima (essendo a pressione variabile) non potrebbe essere realizzata in un recipiente unico (condensatore) con una pressione interna uniforme.

La trasformazione 3-4 sostituisce la 3-4' in quanto quest'ultima, per essere realizzata, richiederebbe una notevole complicazione costruttiva, cioè la presenza di un cilindro con stantuffo collegato al compressore.

Secondo la termodinamica, valgono le seguenti relazioni:
- *lungo la trasformazione 1-2* (nel compressore):

$$l = i_2 - i_1$$

- *lungo la trasformazione 2-2'-3* (nel condensatore):

$$q_{cond} = i_2 - i_3$$

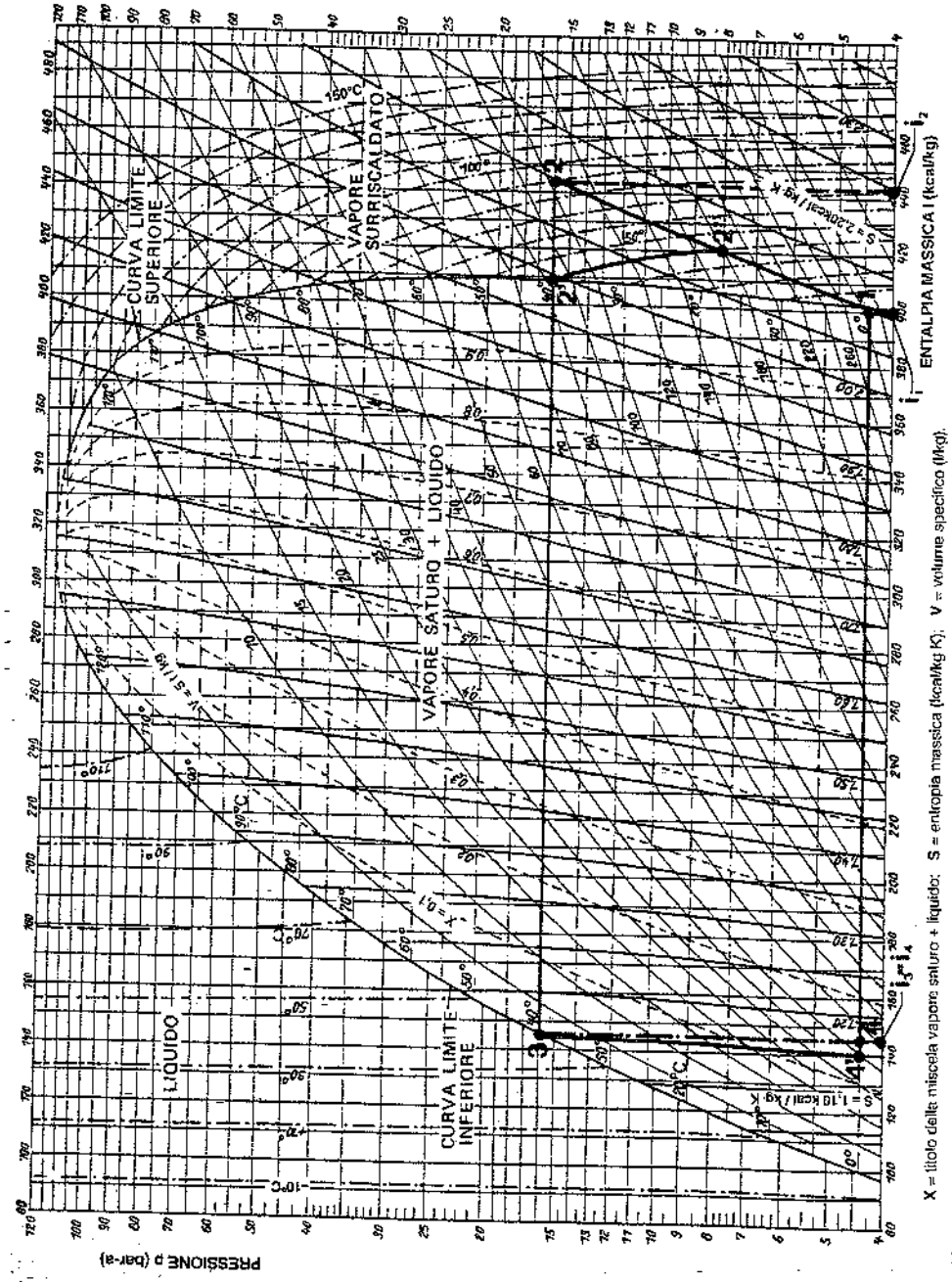
- *lungo la trasformazione 3-4* (nella valvola di espansione):

$$i_3 = i_4$$

- *lungo la trasformazione 4-1* (nell'evaporatore):

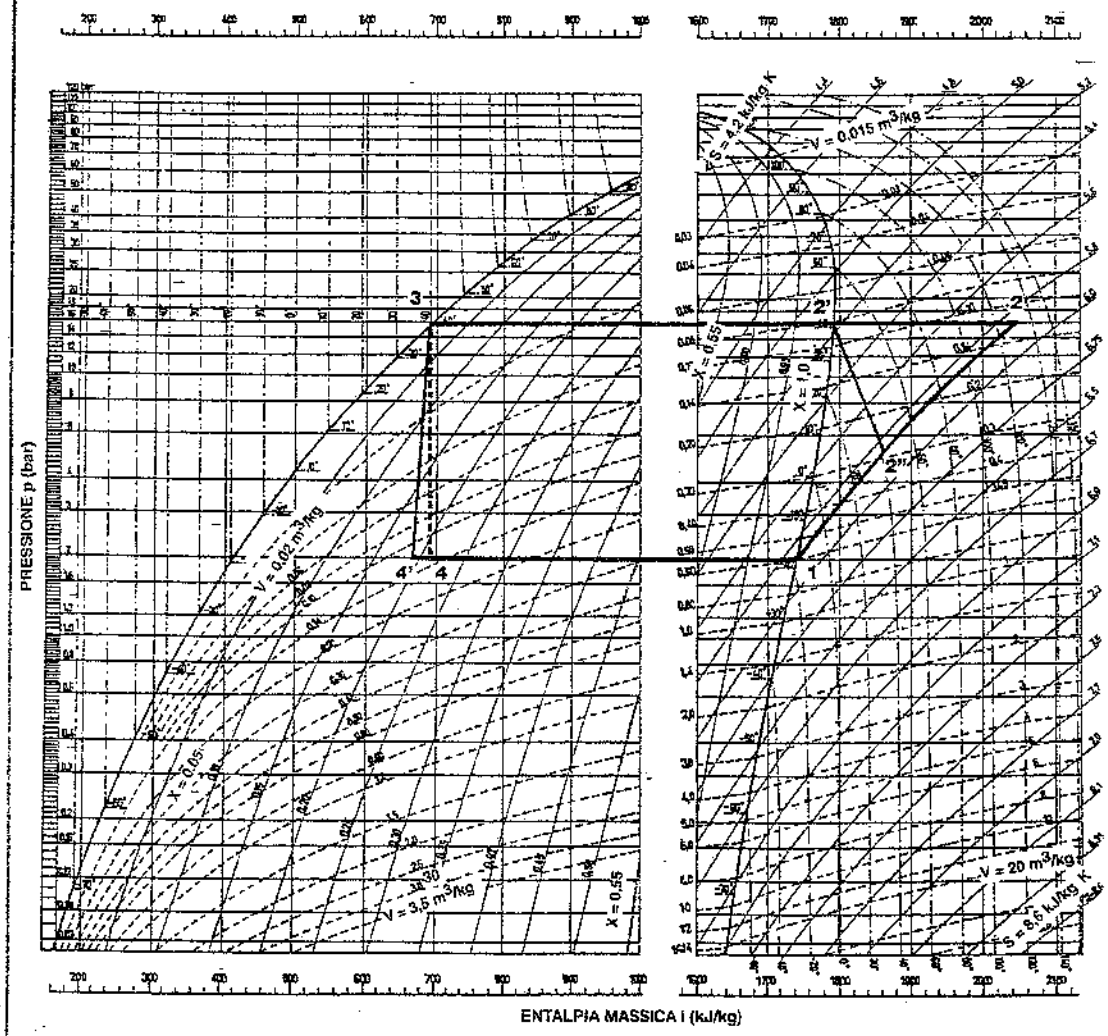
$$q_{evap} = i_1 - i_4$$

dove:
l = lavoro di compressione (kWh/kg oppure kJ/kg);
i = entalpia in corrispondenza dei vari punti del ciclo;



X = titolo della miscela vapore saturo + liquido; S = entropia massica (kcal/kg·K); V = volume specifico (l/kg).

Fig. 48.43.a Diagramma di Mollier entalpico dell'ammoniaca (NH_3) nel Sistema Tecnico.



X = titolo della miscela vapore saturo + liquido; S = entropia massica (kJ/kg·K); V = volume specifico (m^3/kg).

Fig. 48.43.b – Diagramma entalpico dell'ammoniaca (NH_3) nel **Sistema Internazionale.** Alla temperatura di 0°C: p = 4,294 bar; i = 500 kJ/kg.

q_{cond} = calore ceduto al fluido raffreddante, esterno al gruppo frigorifero, durante la condensazione (kWh/kg oppure kJ/kg);

q_{evap} = calore assorbito dall'acqua da raffreddare, esterna al gruppo frigorifero, durante l'evaporazione (kWh/kg oppure kJ/kg).

La quantità di calore q_{cond} viene ceduta all'acqua o all'aria attraversante il condensatore, mentre la q_{evap} viene assorbita dall'acqua attraversante l'evaporatore.

L'acqua da raffreddare dell'impianto industriale deve quindi sempre percorrere l'evaporatore del gruppo frigorigeno.

Dal diagramma di Mollier già citato, risulta inoltre che:

$$i_2 - i_3 = (i_1 - i_4) + (i_2 - i_1) = i_1 - i_4 + l$$

$$q_{cond} = q_{evap} + l$$

Cioè, il calore ceduto nel condensatore è uguale al calore assorbito nell'evaporatore più l'equivalente termico del lavoro effettuato nel compressore.

Le espressioni di cui sopra sono riferite all'unità di massa: per avere le energie globalmente scambiate [kWh] occorre moltiplicare per la massa interessata allo scambio; per avere le potenze [kW] in gioco occorre invece moltiplicarle per la portata in massa (kg/h).

48.14. TRATTAMENTI SPECIFICI DELLE ACQUE REFLUE

I. Depurazione delle acque residue dell'industria meccanica

In genere, le acque residue dell'industria meccanica contengono sostanze inorganiche, le quali sono sovente tossiche o nocive.

D'altra parte, l'industria meccanica è caratterizzata da elevati fabbisogni di acqua per usi tecnologici e – in particolare – per il raffreddamento di impianti e macchinari: il recupero, il ricircolo e l'eventuale trattamento dell'acqua in vista di ulteriori reimpieghi nella stessa industria, rivestono pertanto un'importanza particolare; inoltre, lo scarico di tali acque può provocare fenomeni di inquinamento termico.

I metodi di trattamento delle acque residue dell'industria meccanica sono in genere di tipo chimico-fisico.

Ne ricorderemo sinteticamente alcuni, partendo da scarichi tipici del settore in esame.

Le varie fasi di trattamento sono previste in vasche costruite in cemento armato o in lamiera, le quali – all'occorrenza – sono rivestite internamente con materiale antiacido. Per favorire la miscelazione e le reazioni chimiche sono previsti appositi apparecchi agitatori.

A) *Scarichi acidi*. Devono essere sottoposti a neutralizzazione con reagenti alcalini (fig. 48.44), quali soda caustica o calce e (ove la destinazione finale sia un corpo idrico superficiale) a flocculazione-decantazione.

B) *Scarichi alcalini*. Anche per questo tipo di acque reflue, si rende necessaria una neutralizzazione (nel caso di scarico finale in fognature pubbliche) con reagenti acidi, seguita da flocculazione-decantazione (se lo scarico finale avviene in corpi d'acqua superficiali).

C) *Scarichi contenenti cianuri* (fig. 48.45). Se – come sovente si verifica – la soluzione è neutra, la si trasforma in alcalina (pH = 10÷11), così da favorire la successiva ossidazione del cianuro mediante ipoclorito di sodio (22), cloro od ozono ed evitare la formazione di acido cianidrico HCN; tale ossidazione provoca la trasformazione del cianuro in cianato (CNO^-), molto meno tossico, o addirittura la liberazione di azoto. Prima di scaricare le acque così trattate, occorre ovviamente far ritornare il pH verso la neutralità: tale neutralizzazione – con l'eventuale aggiunta di un polielettrolita – provoca la formazione di fiocchi di idrossidi metallici che sono separati per sedimentazione.

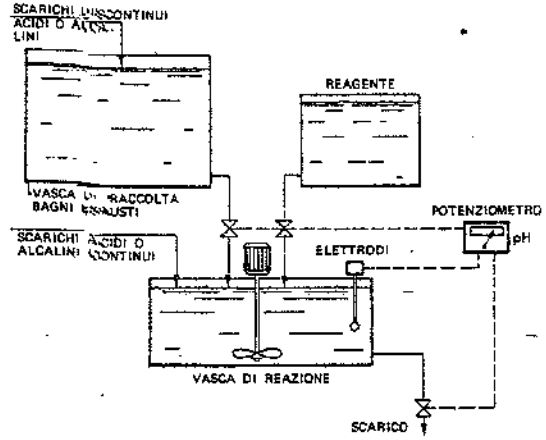


Fig. 48.44 – Neutralizzazione di uno scarico acido.

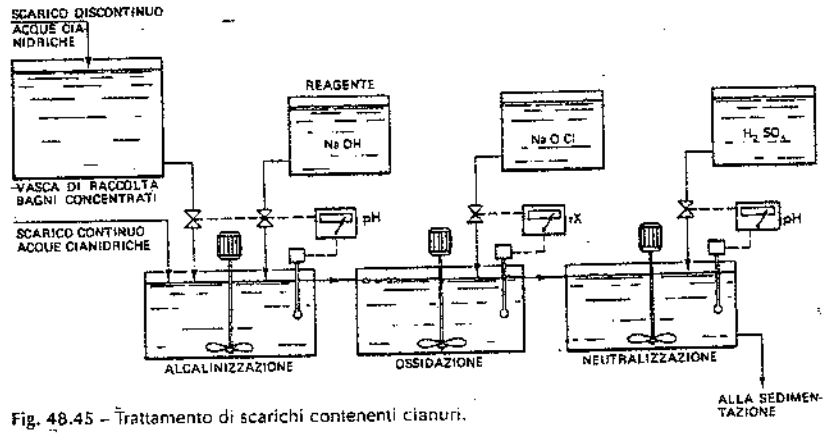


Fig. 48.45 – Trattamento di scarichi contenenti cianuri.

D) *Scarichi contenenti cromati* (fig. 48.46). Le acque cromiche sono sovente caratterizzate da un pH molto basso; se così non è, si deve acidificarle fino a pH 2÷3: in tali

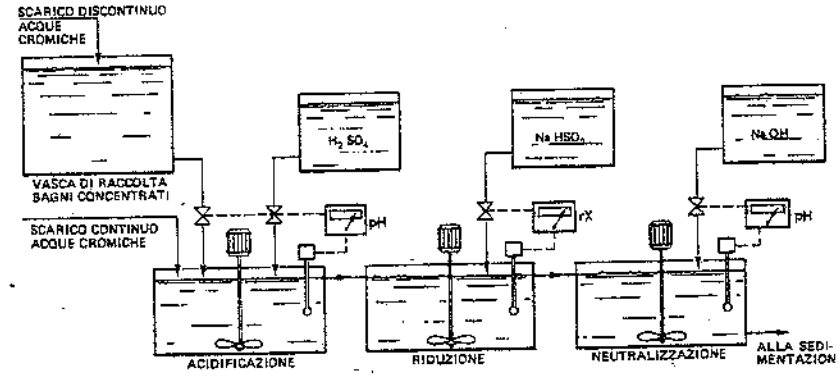


Fig. 48.46 – Trattamento di scarichi contenenti cromo esavalente: riduzione a cromo trivalente (insolubile) e successiva precipitazione.

(22) Le reazioni chimiche sono le seguenti:

$$NaCN + NaClO \rightarrow NaCNO + NaCl$$

$$2\,NaCN + 5\,NaClO + 2\,NaOH \rightarrow 2\,Na_2CO_3 + N_2 + 5\,NaCl + H_2O$$

condizioni, aggiungendo bisolfito di sodio o solfato ferroso, si ottiene la riduzione del cromo esavalente in cromo trivalente, meno nocivo del primo (23). Facendo ritornare il pH verso la neutralità (8÷8,5), si ottiene idrossido di cromo, insolubile, che sedimenta – con l'eventuale aggiunta di un polielettrolita – in apposita vasca.

E) *Scarichi contenenti metalli pesanti* (Cr, Ni, Cu, Ag, Cd, ecc.). Nell'industria meccanica, questi metalli sono in genere uniti ai cromati e/o ai cianuri. Precipitano pertanto nella fase finale di decantazione prevista per chiarificare le acque inquinate da cromo e da cianuro.

Vale la pena di sottolineare che:

a) quando un'industria produce acque residue cromiche e cianidriche, la neutralizzazione può essere ottenuta – almeno in parte – unendo i due scarichi (fig. 48.47); alla vasca di neutralizzazione conviene evidentemente far pervenire anche le altre acque acide ed alcaline dello stabilimento;

b) i fanghi prodotti in conseguenza dei trattamenti sopra indicati contengono ovviamente metalli pesanti sotto forma di idrati; risultano quindi pericolosi se scaricati su terreni permeabili, con falda idrica sottostante: di conseguenza devono trovare – eventualmente dopo disidratazione meccanica – una destinazione ecologicamente accettabile (v. capitolo 49);

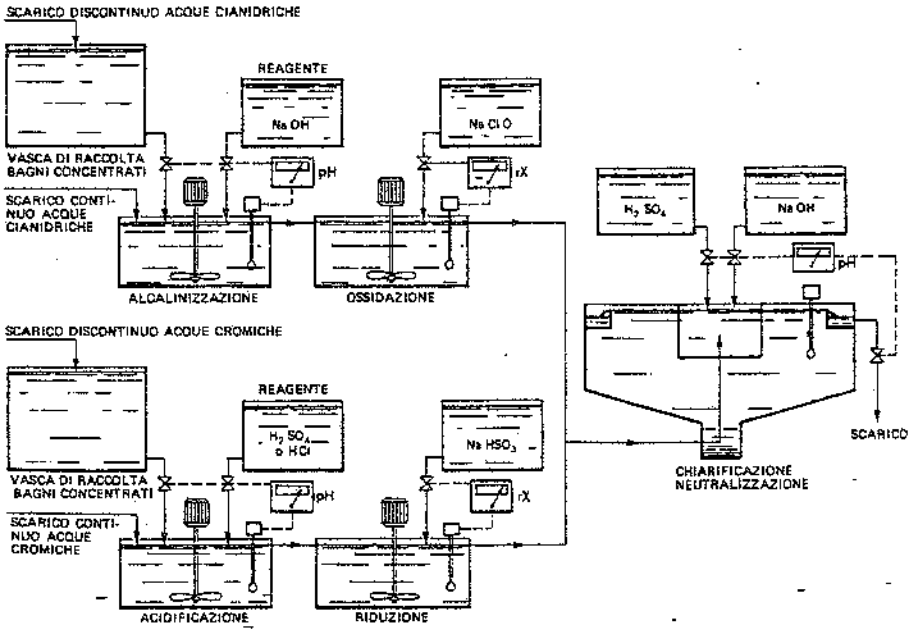


Fig. 48.47 – Trattamento di scarichi contenenti cianuri e cromati.

(23) La reazione chimica relativa è:

$$4\,H_2CrO_4 + 6\,NaHSO_3 + 3\,H_2SO_4 = 2\,Cr_2(SO_4)_3 + 3\,Na_2SO_4 + 10\,H_2O$$

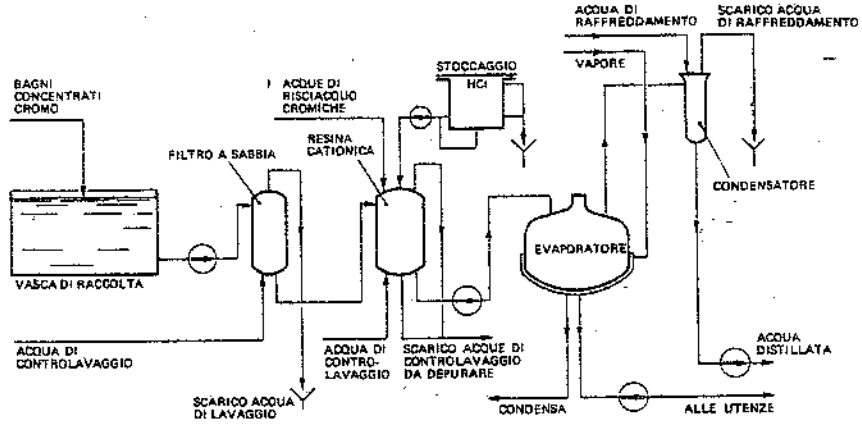


Fig. 48.48 – Schema di impianto per il recupero del cromo da scarichi idrici che ne contengono.

c) negli ultimi anni si sono realizzati impianti automatici per il recupero di metalli ed in particolare del cromo sotto forma di acido cromico. La fig. 48.48 riporta lo schema di uno di tali impianti. Le soluzioni cromiche esauste, eventualmente diluite, vengono fatte passare su filtri a sabbia e successivamente su colonne di resine cationiche. Il bagno cromico decationato passa poi in un evaporatore-condensatore nel quale si ottiene un bagno cromico concentrato che può essere riutilizzato nei bagni galvanici.

Con procedimenti del tipo suddetto, è pertanto possibile evitare inquinamenti, recuperare i metalli in gioco e risparmiare acqua primaria.

F) *Scarichi contenenti vernici*. Qualunque sia il corpo idrico ricevente, si ricorre – previa filtrazione – a una precipitazione per via chimica (fig. 48.49): questa si

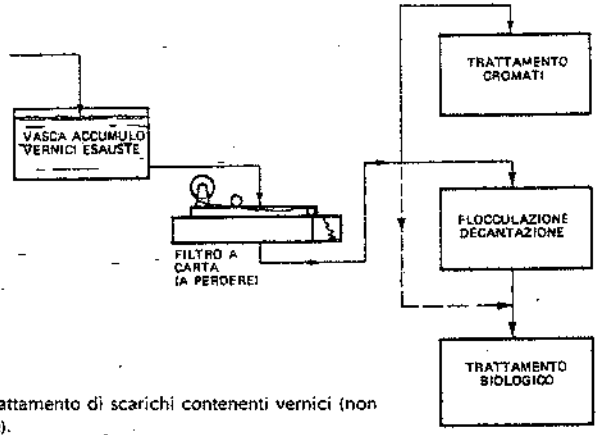


Fig. 48.49 – Trattamento di scarichi contenenti vernici (non elettroforetiche).

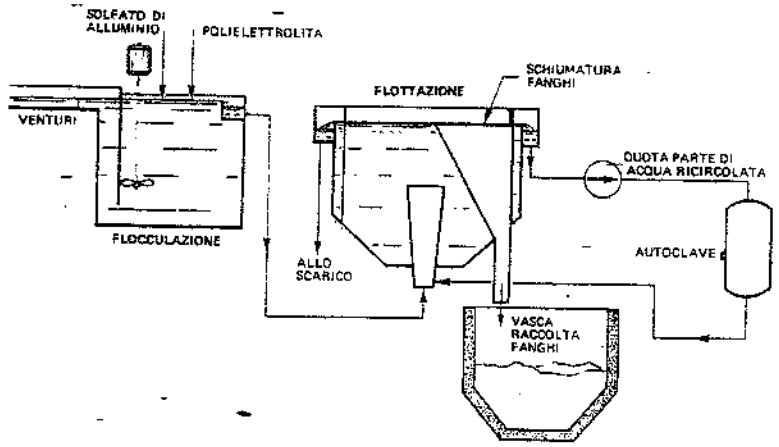


Fig. 48.50 – Trattamento di scarichi di elettroforesi.

identifica con il trattamento già indicato per le acque contenenti cromati se le vernici sono al cromo, mentre se le vernici sono prive di cromo si ricorre a una coagulazione-decantazione seguita da un trattamento biologico (24), eventualmente insieme alle acque nere.

Nel caso di scarichi contenenti vernici elettroforetiche, si adotta il procedimento della flottazione, previa aggiunta di solfato di alluminio e di polielettrolita (fig. 48.50). Più recentemente, si è ricorso anche alla ultrafiltrazione e all'osmosi inversa.

G) *Scarichi contenenti fenoli, solventi, detersivi biodegradabili.* Il trattamento consigliato è quello biologico, eventualmente accomunando questi scarichi con le acque nere.

H) *Scarichi contenenti detersivi non biodegradabili.* È necessario ricorrere a una filtrazione su carbone attivo.

I) *Scarichi contenenti fosfati.* Tali acque contengono acido fosforico e fosfati di zinco e quindi sono generalmente acide. Aggiungendovi latte di calce (con procedimenti continui o discontinui), il pH sale intorno a 7,5÷8 ed i fosfati precipitano sotto forma di $Ca_3(PO_4)_2$, mentre lo zinco precipita sotto forma di $Zn(OH)_2$.

L) *Scarichi contenenti oli.* Se si tratta di oli non emulsionati, una decantazione seguita da coagulazione-decantazione o da coagulazione-flottazione (25) è sufficiente a separare l'olio dall'acqua. Se invece si ha a che fare con un'emulsione, una possibile soluzione (fig. 48.51) è quella di acidificare (a pH ≈2) e riscaldare (a 85÷90°C) in modo da rompere l'emulsione; quindi si fanno decantare e si neutralizzano le acque prima dello scarico. Se questo ha luogo in acque superficiali, è opportuno prevedere ancora una fase di coagulazione (con latte di calce e poliettrolita) e sedimentazione.

(24) Si ricorda che le acque inquinate con vernici (escluse quelle di elettroforesi) sono caratterizzate da valori elevati di COD e BOD.

(25) In entrambi i casi, la coagulazione è ottenuta con un flocculante e un polielettrolita.

Senza soffermarci su altri trattamenti chimici, citiamo la tecnica che più si è affermata in campo industriale: l'ultrafiltrazione, basata sulle caratteristiche di semipermeabilità di certe membrane sintetiche. Alimentando l'emulsione oleosa su tali membrane, l'acqua e le sostanze disciolte a basso peso molecolare la attraversano, mentre l'olio e le sostanze disciolte ad alto peso molecolare sono trattenuti; questo concentrato oleoso può essere ulteriormente trattato per recuperare l'olio.

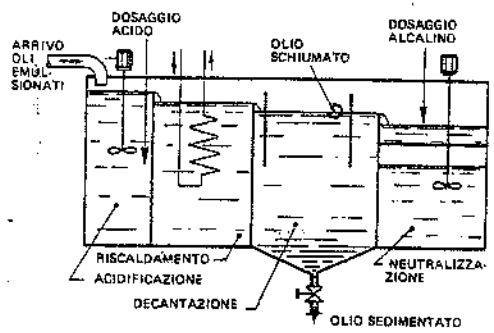


Fig. 48.51 – Trattamento di acque contenenti oli emulsionati.

L'ultrafiltrazione è anche impiegata per la separazione di precipitati, sostanze in sospensione, resine sintetiche e composti organici.

Le membrane usate sono molto resistenti ed hanno una superficie filtrante notevole con ingombro limitato; sono in grado di trattenere particelle aventi dimensioni variabili da 0,015 a 0,0015μm e peso molecolare da 1000 a 100.000. Rispetto all'osmosi inversa, basata su pori di dimensioni più piccole (e dunque atti a filtrare particelle di dimensioni inferiori a 0,001μm), l'ultrafiltrazione richiede pressioni minori di esercizio; di conseguenza la durata delle membrane è maggiore. Entrambi i metodi di filtrazione presentano problemi di durata e di intasamento delle membrane (motivo per cui richiedono una pulizia accurata e metodica).

II. Trattamento delle acque residue urbane

L'inquinamento di un'acqua di scarico domestica è funzione essenzialmente di tre parametri:

- portata;
- concentrazione delle sostanze in sospensione;
- BOD.

La portata media da trattare per ogni abitante è funzione di diversi fattori, fra i quali la disponibilità di acqua, il livello economico-sociale raggiunto dalla popolazione e così via. In Italia, in linea generale, si possono assumere i seguenti *volumi giornalieri per abitante*:

- per meno di 10.000 persone: 200 l;
- da 10.000 a 50.000 persone: 250 l;
- più di 50.000 persone ≥ 300 l.

La portata in tempo di pioggia, nel caso che un'unica fognatura raccolga sia le acque nere sia le acque meteoriche, si considera da 3 a 5 volte la portata media relativa al giorno di massima portata di acque nere.

I valori unitari normalmente considerati in Italia per il BOD_5 e per la quantità di sostanze solide e disciolte contenute nelle acque nere (dopo grigliatura e dissabbiatura) sono quelli riportati nella tab. 46.VIII.

La presenza di acque di scarico industriali in una fognatura nera è rivelata da uno o più dei seguenti elementi:
- aumento del rapporto COD/BOD_5;
- tasso di azoto ammoniacale elevato (nelle acque civili è pari a circa 20÷30 mg/l);
- pH diverso da 7÷7,5 (quale si registra normalmente nelle acque nere);
- presenza, sia pure in piccole quantità (0,1 mg/l), di metalli pesanti;
- presenza di solfuri, cianuri, cromati, ecc.;
- variazioni di temperatura.

Le fasi del procedimento normalmente adottato per depurare le acque di scarico urbane sono:
- pretrattamento (grigliatura, dissabbiatura e disoleazione);
- sedimentazione primaria (trattamento meccanico primario) per l'eliminazione delle sostanze in sospensione decantabili;
- depurazione biologica per l'eliminazione spinta dell'inquinamento organico mediante l'azione batterica;
- sedimentazione finale (trattamento meccanico secondario) per la decantazione del fango in sospensione;
- eventuale sterilizzazione finale delle acque depurate;
- trattamento dei fanghi sedimentati nelle precedenti fasi del procedimento.

La tab. 48.II fornisce valori indicativi dell'efficienza di alcun sistemi di trattamento degli scarichi di origine domestica.

Il trattamento dei fanghi può prevedere tutte o parte delle seguenti fasi (v. capitolo 49):
- digestione anaerobica con produzione di gas (essenzialmente costituito da metano e anidride carbonica) che può essere utilizzato nella stessa fase di digestione (la quale comporta un riscaldamento dei fanghi a circa 35°C) e per coprire – almeno in parte – le esigenze energetiche dell'impianto di depurazione;
- essiccamento su letti drenanti oppure disidratazione mediante sistemi di tipo meccanico (filtri-pressa, filtri centrifughi e filtri rotativi sotto vuoto);
- trasformazione in *compost*;
- incenerimento.

Se si vuole raggiungere un grado di depurazione molto elevato (ad esempio, per riutilizzare le acque depurate) oppure se si impone l'eliminazione delle sostanze residue non biodegradabili, si deve prevedere un ulteriore trattamento terziario, volto in genere all'ottenimento dei seguenti risultati:

Tabella 48.II – Efficienza di depurazione di alcuni processi di trattamento delle acque nere.

Tipo di processo	Riduzione % (sul liquame greggio)		
	BOD_5	Sostanze in sospensione	Batteri
Sedimentazione	30 - 40	40 - 70	25 - 75
Flocculazione	40 - 50	50 - 70	25 - 75
Fosse settiche	25 - 65	40 - 75	40 - 75
Precipitazione chimica	60 - 80	70 - 90	40 - 80
Sedimentazione + filtri percolatori	80 - 90	80 - 90	90 - 95
Sedimentazione + fanghi attivi	85 - 95	85 - 95	90 - 98
Clorazione	15 - 30	5 - 20	90 - 95
Clorazione + trattamento biologico	90 - 95	85 - 95	98 - 99

- ulteriore riduzione del BOD e delle sostanze solide in sospensione;
- defosfatazione;
- denitrificazione;
- eliminazione dei prodotti tensioattivi;
- sterilizzazione (per esempio, clorazione).

Talvolta, si richiede un grado di depurazione intermedio fra quello ottenibile con un semplice trattamento primario e quello proprio di un trattamento biologico: in tali casi, si ricorre a un trattamento fisico-chimico delle acque, per flocculazione (con impiego di coagulante e/o polielettrolita) e decantazione.

Sovente, nelle acque di scarico urbane vengono anche immesse acque residue industriali. Se queste non sono velenose o tossiche, possono essere direttamente scaricate con le prime: si può allora esprimere l'inquinamento apportato dalle acque industriali mediante il cosiddetto "coefficiente di equivalenza al numero di abitanti" o, più brevemente, "equivalente di abitanti" o "abitanti-equivalenti". Tale indice misura il numero di abitanti le cui acque di scarico giornaliere assorbono una quantità di ossigeno uguale a quella assorbita dall'effluente scaricato in un giorno dall'industria.

In altre parole, si tiene conto del potere inquinante degli scarichi industriali (non tossici) considerando un ideale effluente di fognatura domestica che presenti lo stesso carico inquinante.

Facendo riferimento ad un consumo medio di ossigeno dei liquami domestici di 54 grammi pro-capite e pro-die, si possono prendere in considerazione i coefficienti di equivalenza, relativi ad alcune industrie, riportati nella tab. 48.III. Se invece le acque di origine industriale sono velenose o tossiche (per la presenza, ad esempio, di cianuri, cromati, metalli pesanti) oppure contengono sostanze inibitrici (quali solfuri o antibiotici) occorre prevedere un loro trattamento prima dello scarico in fogna.

Tabella 48.III – Coefficienti per la determinazione degli abitanti equivalenti, riferiti al numero di addetti, per settore di attività industriale (*abitanti equivalenti/addetto*).

Industrie	ab. eq. / addetto
Meccaniche	1,3
Metallurgiche	2,4
Costruzione mezzi di trasporto e lavorazioni affini	1,7
Chimiche e derivati del petrolio	68
Gomma	37
Produzione cellulosa e fibre chimiche	40
Materie plastiche	1
Cartarie	197
Poligrafiche	1
Foto-fono-cinematografiche	10
Molitoria e della pastificazione	1,5
Dolciaria	65
Conserviera	83
Casearia	57
Bevande alcooliche	781
Bevande analcoliche	21
Tabacco	7,5
Tessili	22
Abbigliamento e calzature	0,6
Pelli e cuoio	65
Legno	2

III. Trattamento delle acque di condensa delle centrali termiche

Il vapore utilizzato negli stabilimenti industriali è generalmente recuperato sotto forma di condensa. Questa, prima di essere nuovamente alimentata alle caldaie, deve subire un trattamento, scelto alla luce di fattori quali:
- il tipo e le condizioni di esercizio del generatore di vapore;
- i materiali utilizzati nel ciclo acqua-vapore.

Per generatori con pressione di

esercizio superiore a 25 bar è richiesta un'acqua di alimentazione molto pura; pertanto, è normalmente necessario un trattamento di:
– filtrazione e demineralizzazione per l'acqua di alimentazione;
– degasazione termofisica per l'acqua di condensa.

La prima si effettua su filtri a quarzo o a carbone attivo con letti di alcune decine di centimetri di spessore; la seconda si esegue facendo passare l'acqua (ad una velocità di 1,3÷2 m/min) attraverso un letto misto di anioni-cationi. Sovente, si ricorre a un solo apparecchio che associa la filtrazione e la demineralizzazione.

Nel degasatore termofisico si ottiene la degasazione dell'acqua sfruttando il fatto che la solubilità dei vari gas diventa praticamente nulla a temperature prossime a quella di ebollizione e si abbassa ulteriormente se l'acqua è finemente suddivisa e fortemente agitata. Pertanto, per separare i gas, l'acqua viene finemente spruzzata oppure fatta cadere da piatti forellati sovrapposti o ancora si fa gorgogliare nella stessa un flusso di vapore. Dalla sommità del degasatore escono i gas "incondensabili" accompagnati da una modesta quantità di vapore: il tutto è espulso nell'atmosfera.

Per i generatori operanti sotto 25 bar, le condizioni di esercizio sono meno gravose, per cui risulta generalmente sufficiente il seguente schema di trattamento:
– filtrazione su sabbia;
– degasazione termofisica;
– correzione del pH.

In genere, le caratteristiche medie dell'acqua di condensa alimentata ai generatori di vapore devono essere contenute entro i limiti riportati nella tab. 48.IV.

IV. Trattamento delle acque di piscina

Le acque delle piscine sono di solito rigenerate in circuito chiuso, vale a dire riutilizzate dopo un adeguato trattamento. Tale rigenerazione è in effetti meno costosa di un rinnovo continuo dell'acqua. È ovvio che un'aliquota di acqua deve essere in ogni caso rinnovata al fine di compensare le perdite e ridurre la concentrazione di composti organici ed ammoniacali apportati dai bagnanti.

Il trattamento dell'acqua di piscina prevede di solito le seguenti fasi (fig. 48.52):
– pre-filtrazione;

Tabella 48.IV – Limiti di accettabilità in caldaia per acque di alimentazione, in funzione della pressione di esercizio del generatore.

Inquinante	Pressione di esercizio (bar)				
	≤ 15	15÷25	25÷60	60÷100	> 100
Sostanze sospese (ppm)	0	0	0	0	0
Sostanze organiche (ppm)	100	25	10	5	5
Sostanze oleose (ppm)	3	3	1	1	1
Durezza totale (°fr)	1	0,5	0,2	0,05	0,02
Sali totali (ppm)	–	–	10	3	1
CO_2 libera (ppm)	–	10	5	1	0,5
Ossigeno (ppm)	–	0,2	0,05	0,02	0,01
Silice (ppm)	10	5	1	0,2	0,1
pH	–	–	> 8	> 8	< 8

– additivazione chimica;
– filtrazione;
– eventuale riscaldamento;
– sterilizzazione.

La pre-filtrazione ha lo scopo di proteggere le pompe da sostanze fibrose eventualmente presenti nell'acqua: è effettuata mediante filtri a cestello, facilmente ispezionabili e ripulibili.

La filtrazione è sovente affidata a filtri a sabbia in pressione con l'aggiunta di sol-

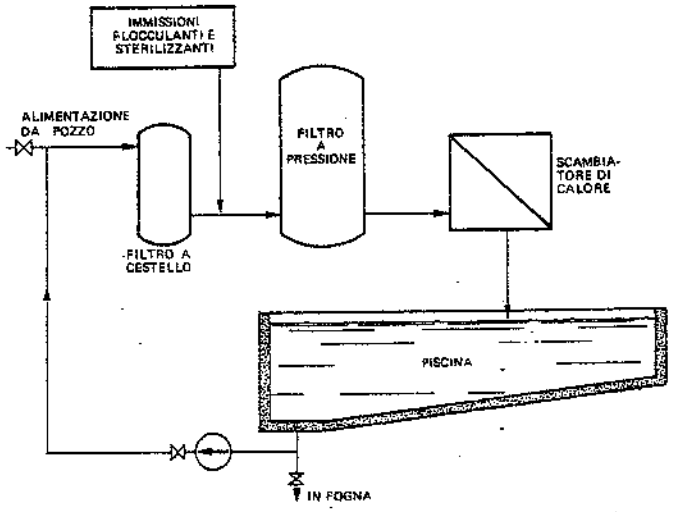


Fig. 48.52 – Trattamento di acque per piscine.

fato di alluminio per coagulare le sostanze in sospensione e ottenere acqua perfettamente chiara.

La sterilizzazione è ottenuta mediante una delle seguenti sostanze: cloro, bromo, ozono, argento, sali di rame.

48.15. DESCRIZIONE DI ALCUNI IMPIANTI DI DEPURAZIONE DI ACQUE REFLUE

Riteniamo interessante illustrare, sia pure a grandi linee, alcuni impianti realizzati per la depurazione di acque di scarico.

Come si rileverà, i diversi impianti sono stati progettati adottando i trattamenti illustrati nelle pagine precedenti.

1) Stabilimento di lavorazioni meccaniche

L'impianto di depurazione schematizzato in fig. 48.53 consente di trattare fino a 3000 m^3/h di acque tecnologiche scaricate da uno stabilimento di meccanica. Esse

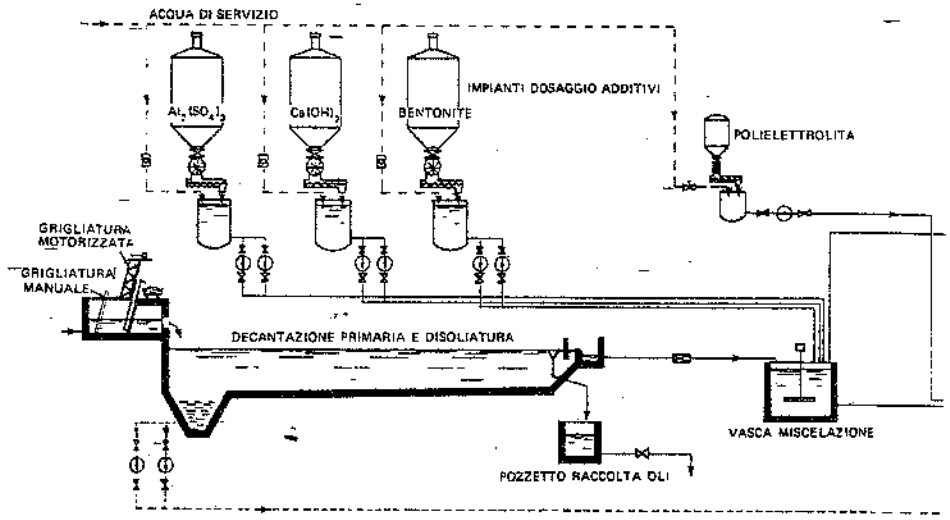


Fig. 48.53 – Impianto di depurazione finale dell'acqua tecnologica scaricata da uno stabilimento di meccanica, con ricircolo dell'acqua depurata.

contengono emulsioni oleose esauste, sostanze in sospensione e reflui di lavatrici.

Essenzialmente, l'impianto comprende:

I) uno stadio di grigliatura grossolana e fine con pulizia automatica;
II) una fase di decantazione in vasche rettangolari tipo A.P.I.;
III) il deposito ed il dosaggio dei reattivi (solfato di alluminio, idrossido di calcio, bentonite e polielettrolita);
IV) la coagulazione e decantazione secondaria;
V) la filtrazione, su filtri rapidi a sabbia del tipo a gravità;
VI) il ricircolo alle utenze di stabilimento delle acque depurate, previa clorazione controllata automaticamente.

L'impianto è completo di ispessitore dei fanghi e di filtro-pressa da 200 m^2 e 15 bar ed è comandato e controllato da un quadro elettrico centralizzato.

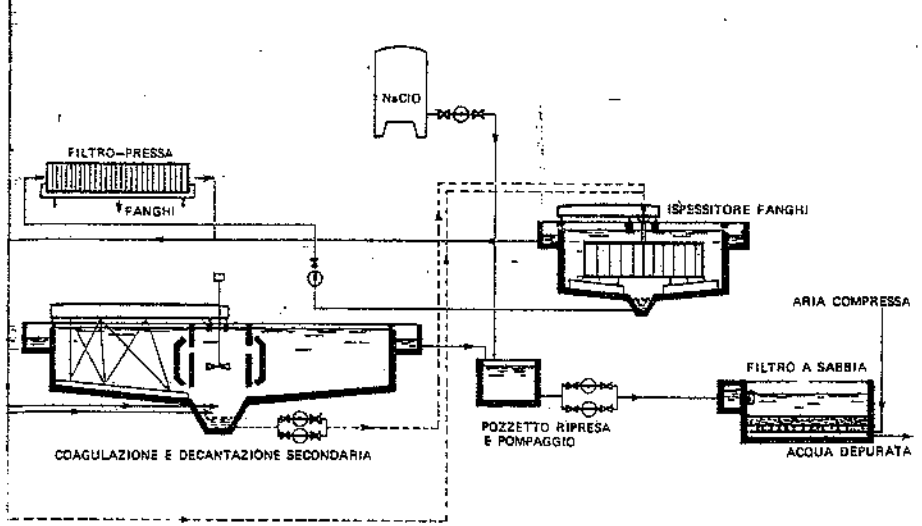
Le acque scaricate dopo il trattamento soddisfano i limiti prescritti dalla legge 10 maggio 1976, n. 319 per lo scarico in fiume.

2) Stabilimento per la produzione di componenti meccanici

Le lavorazioni effettuate nello stabilimento in esame comprendono prevalentemente lavaggi, fosfatazioni, passivazioni e asportazioni di truciolo.

Gli scarichi provenienti da tali lavorazioni sono inquinati da cromati, fosfati, oli interi ed emulsionati.

Essi sono separati fin dall'origine e convogliati, con reti fognarie distinte, a quattro impianti di depurazione (fig. 48.54), ubicati in un'unica area ai fini di centralizzare la conduzione e facilitare lo scarico delle acque trattate negli stessi ad un unico decantatore finale.



In tale area trova pure posto un impianto di disidratazione dei fanghi provenienti dalle varie sezioni degli impianti di trattamento suddetti.

Inoltre, un apposito impianto provvede alla depurazione delle acque di scarico dei servizi igienico-sanitari dello stabilimento.

Riportiamo i dati più salienti degli impianti suddetti:

a) *Trattamento cromati*

Le acque provenienti dalle linee di passivazione dello stabilimento sono inquinate da cromati, fosfati e sostanze in sospensione.

La portata da trattare è di tipo discontinuo, con un valore medio pari a 15 m^3 al giorno.

Il trattamento consiste in un dosaggio automatico di acido solforico, solfito acido di sodio, soda caustica, seguito da una sedimentazione finale.

Con tale trattamento e successiva decantazione si ottengono acque depurate contenenti meno di 0,05 ppm di cromo esavalente.

b) *Trattamento esausti*

Gli effluenti saltuari della fosfatazione, contenenti prodotti sgrassanti a base di soda caustica, prodotti fosfatanti a base di ferro e manganese e prodotti passivanti a base di acido fosforico, pervengono ad un apposito impianto di trattamento.

Anche queste acque sono scaricate in modo discontinuo e la portata media è di circa 440 m^3 al mese.

Il trattamento consiste in un dosaggio automatico di idrossido di calcio ed acido solforico con sedimentazione finale.

Le acque scaricate contengono – a valle del decantatore finale – meno di 10 ppm di fosfati.

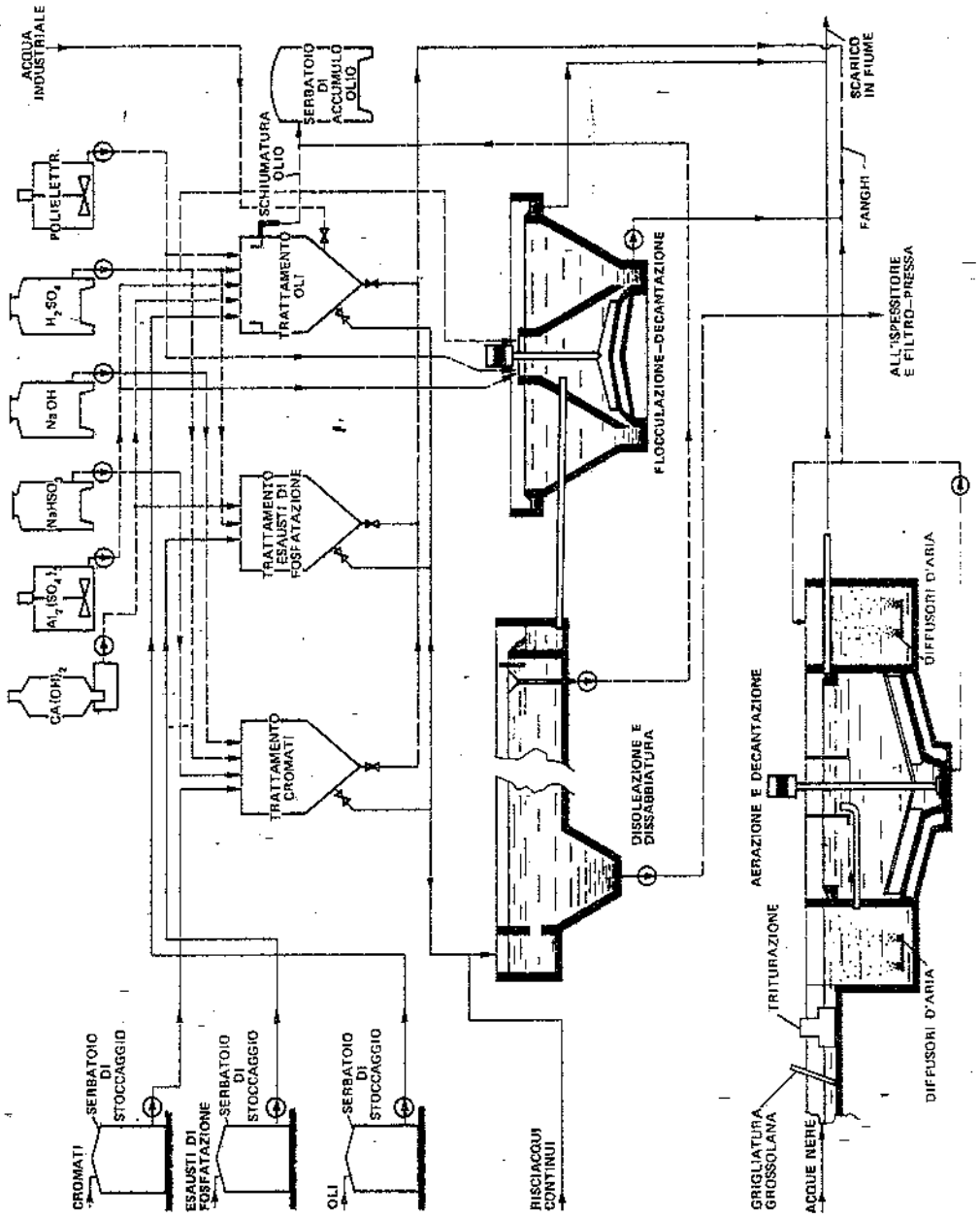


Fig. 48.54 – Impianti di depurazione delle acque scaricate da uno stabilimento per la produzione di componenti meccanici.

c) *Trattamento oli*

Il terzo impianto riceve gli effluenti saltuari della meccanica, costituiti da oli emulsionati esausti e oli interi.

La portata media è di circa 150 m^3 alla settimana.

Il trattamento comprende le seguenti fasi: riempimento di apposita vasca per la separazione degli oli interi, sfioramento di questi ultimi, dosaggio automatico di acido solforico, solfato di alluminio, idrossido di calcio e polielettrolita, con sedimentazione finale.

L'olio totale residuo dopo il trattamento e la successiva decantazione non supera 5 mg/l.

d) *Trattamento risciacqui continui*

L'impianto raccoglie tutte le acque tecnologiche scaricate con flusso continuo e costituite in gran parte dagli effluenti provenienti da lavaggio dopo sgrassaggi e fosfatazioni, con una portata media di circa 50 m^3/h.

Il trattamento consiste in: disoleazione a mezzo di apposita vasca tipo A.P.I.; eventuale acidificazione per rompere le emulsioni oleose presenti, dosaggio di solfato di alluminio e di polielettrolita, flocculazione e decantazione.

Le acque depurate contengono meno di 10 mg/l di fosfati ed hanno una torbidità irrilevante.

e) *Trattamento fanghi*

I fanghi ottenuti nei quattro impianti precedentemente descritti vengono trattati in un apposito impianto consistente in una vasca di ispessimento dalla quale, mediante pompe, sono inviati ad un filtro-pressa di 40 m^2 di superficie filtrante e 15 bar di pressione, ottenendo per ogni ciclo circa 260 kg di fango al 62% di umidità. Il fango è poi scaricato in una tramoggia e raccolto in grandi contenitori.

f) *Trattamento acque nere*

Quest'ultimo impianto di trattamento riceve gli effluenti dei servizi igienico-sanitari e della mensa aziendale: la portata media totale è pari a circa 40 m^3/h.

Il trattamento comprende: la grigliatura grossolana e fine con triturazione meccanica, l'ossidazione delle acque con il sistema a fanghi attivi, la decantazione.

Allo scarico, le acque presentano le seguenti caratteristiche:
- BOD_5: max 20 ppm;
- sostanze in sospensione: max 30 ppm.

3) Fonderia di ghisa

Le acque tecnologiche di scarico di una fonderia di ghisa sono prevalentemente inquinate da oli e sabbia. Inoltre, nel caso in esame, la fonderia è dotata di filtri a umido per la depurazione dell'aria aspirata dall'interno dello stabilimento: al fine di ridurre i fabbisogni di acqua primaria si è provveduto a depurare l'acqua di lavaggio fuoriuscente da tali idrofiltri ad un livello tale che risulti possibile riutilizzarla negli stessi. Infine, un impianto provvede a trattare le acque nere dello stabilimento.

La fig. 48.55 illustra schematicamente le fasi di trattamento previste nei tre impianti:

a) *Impianto di trattamento delle acque tecnologiche*
- stazione di sollevamento e grigliatura grossolana;
- grigliatura fine a pulizia motorizzata;

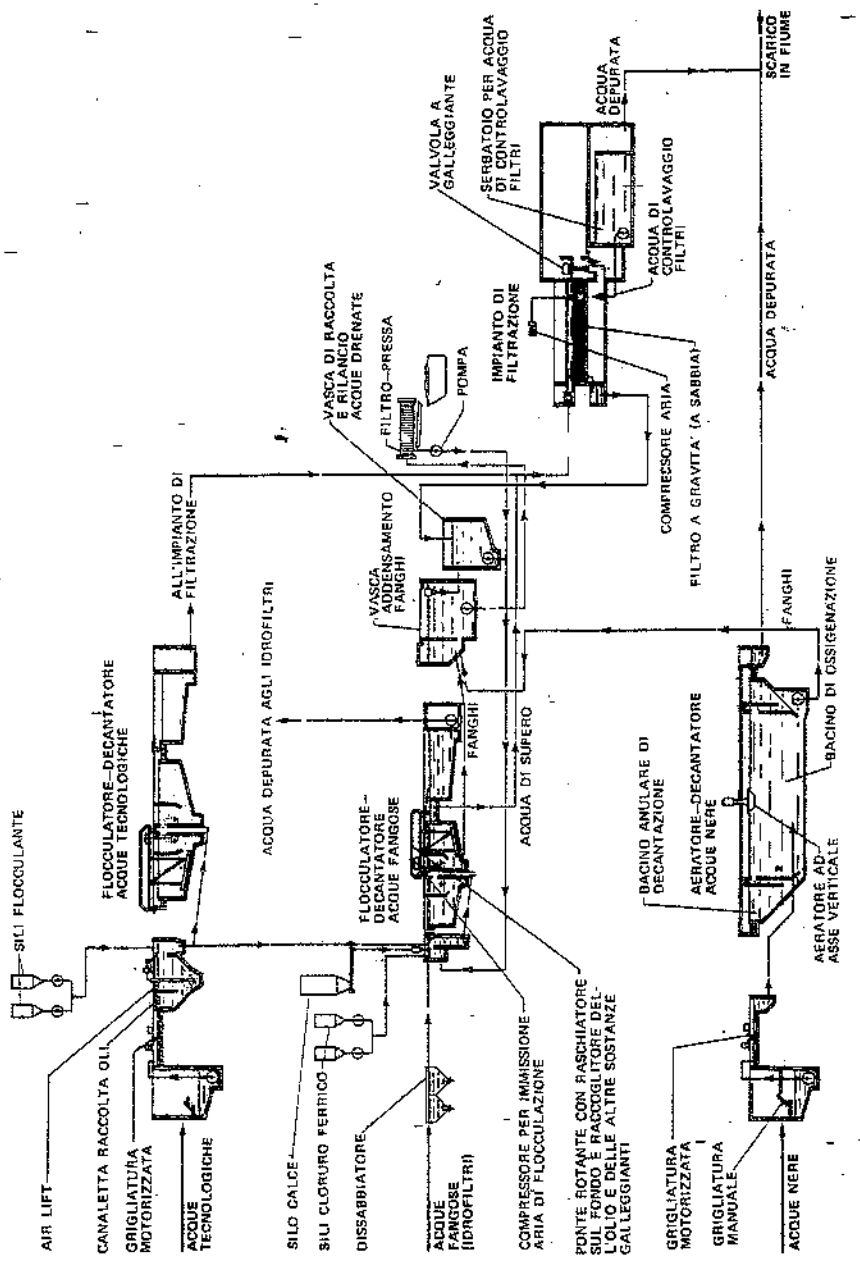


Fig. 48.55 – Impianti di depurazione delle acque di scarico di una fonderia di ghisa.

– dissabbiatura e disoleazione;
– flocculazione con cloruro ferrico e latte di calce;
– decantazione.

Le ultime due fasi sono comuni all'impianto di trattamento delle acque fangose. In futuro, l'impianto di trattamento delle acque tecnologiche potrà essere dotato di proprio flocculatore-decantatore.

La portata di acque trattate dall'impianto è mediamente pari a 5 m^3/h.

b) *Impianto di trattamento delle acque fangose*

L'impianto è in grado di trattare circa 1700 m^3/h di acqua proveniente dagli idrofiltri della fonderia e comprende:

I) due flocculatori in parallelo, con impiego – quali reagenti chimici – di cloruro ferrico e latte di calce;
II) due decantatori, anch'essi in parallelo;
III) lo stoccaggio ed il dosaggio del cloruro ferrico e della calce;
IV) due vasche di accumulo ed addensamento fanghi;
V) quattro filtri-pressa.

Le acque che pervengono all'impianto di trattamento in esame, contengono particelle in sospensione di sabbia, grafite, ossidi di ferro, ecc. ed hanno le seguenti caratteristiche:
– contenuto medio di sostanze in sospensione: 1000 ppm;
– contenuto massimo di sostanze in sospensione: 2000 ppm;
– granulometria delle sostanze in sospensione:
0÷25 μm: 70÷90%;
20÷50 μm: 5÷20%;
50÷100 μm: 1÷10%

Dopo il trattamento, le acque hanno le seguenti caratteristiche:
– contenuto massimo di sostanze in sospensione: 100 ppm;
– granulometria delle sostanze in sospensione: inferiore a 25 μm.

In queste condizioni, l'acqua è atta al reimpiego negli idrofiltri. Non è però depurata a livello tale da consentire lo scarico diretto in acque superficiali. L'impianto in esame è pertanto dotato di uno stadio di filtrazione delle acque costituito da filtri rapidi a sabbia, completi di impianto di lavaggio e di vasca di raccolta delle acque di controlavaggio. Le acque che, per un motivo qualsiasi, devono essere scaricate in fiume, vengono fatte preventivamente passare attraverso tali filtri a sabbia, raggiungendo elevati livelli di depurazione.

c) *Impianto di trattamento delle acque nere*

Questo impianto è in grado di trattare le acque di scarico provenienti dai servizi igienico-sanitari della fonderia. Comprende i seguenti stadi di trattamento:

I) grigliatura grossolana a pulizia manuale;
II) grigliatura fine a pulizia motorizzata;
III) rototriturazione delle sostanze grigliate;
IV) ossidazione dei liquami con il metodo dei fanghi attivi;
V) decantazione e chiarificazione finale.

Le acque di supero provenienti dall'impianto di trattamento delle acque fangose (previamente filtrate) e quelle di scarico dall'impianto di trattamento delle acque nere sono convogliate da un unico canale collettore in fiume.

4) Impianto di depurazione delle acque reflue di un centro urbano

La fig. 48.56 illustra schematicamente le varie fasi di trattamento delle acque di sca-

rico di una città. Come si può rilevare, le acque subiscono le seguenti fasi di trattamento:
- grigliatura, dissabbiatura e disoleazione;
- decantazione primaria;
- trattamento biologico a fanghi attivi;
- decantazione finale;
- digestione anaerobica e disidratazione meccanica dei fanghi;
- incenerimento dei fanghi disidratati.

L'impianto consente il trattamento delle acque reflue (nere e industriali) di una popolazione pari a 300.000 abitanti-equivalenti, corrispondenti a circa 100.000 m^3 al giorno, con punte di 5000 m^3 all'ora.

All'impianto non pervengono le acque meteoriche. È previsto il raddoppio della potenzialità di trattamento dell'impianto.

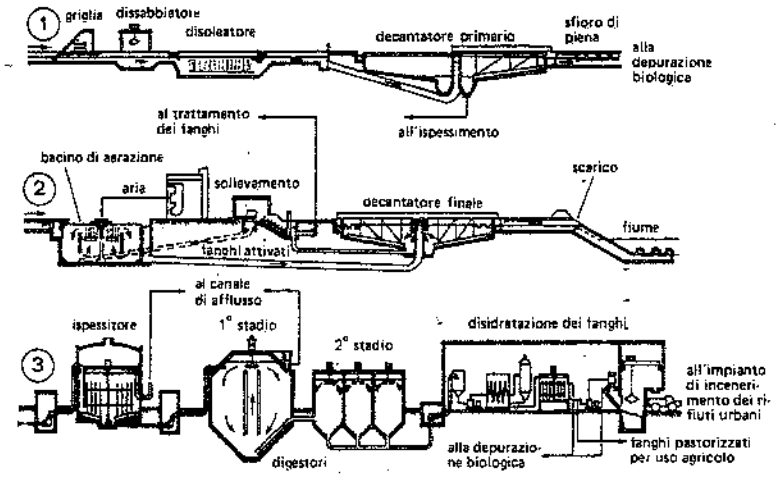


Fig. 48.56 – Impianto di trattamento dell'acqua di scarico di una città: 1. Pretrattamento e sedimentazione primaria; 2. Depurazione biologica; 3. Trattamento dei fanghi.

48.16. BIBLIOGRAFIA

Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.
G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque inquinate*, Milano, Hoepli.
G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque residue industriali e agricole*, Milano, Hoepli.
G. Bianucci e G. De Stefani, *Il trattamento delle acque per uso industriale*, Milano, Hoepli.
V. Nanni, *La moderna tecnica delle fognature e degli impianti epurativi*, Milano, Hoepli.
H. Babbit, J. Doland, J. Cleasby, *Water Supply Engineering*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Germain, L. Colas, J. Rouquet, *Le traitement des aux*, Parigi, Dunod.
K. Imhoff e P. Koch, *Manuel de l'assainissement urbain*, Parigi, Dunod.
I.R.S.A., *Coefficienti di popolazione equivalente delle attività economiche*, Roma, La Pergamena.

49. Trattamenti dei fanghi

49.1. GENERALITÀ

I vari trattamenti delle acque danno luogo alla formazione di fanghi semiliquidi, contenenti le sostanze organiche, i colloidi ed i sali separati dall'acqua nei processi depurativi, nonché i reattivi e gli ausiliari della flocculazione via via aggiunti all'acqua.

Al fine di chiarire che cosa si intenda per *fango* nel campo del trattamento delle acque, precisiamo che si tratta di acqua contenente più dell'1÷3% di sostanze solide in sospensione.

Oltre che nei trattamenti di coagulazione e decantazione, si ottengono anche fanghi quale residuo di cicli tecnologici, oppure a seguito del lavaggio di filtri o ancora quando si separano grassi e sostanze oleose dall'acqua. La composizione dei fanghi è perciò quanto mai variabile, essendo legata sia al tipo di acque da depurare sia al trattamento adottato.

I principali parametri caratteristici di un fango sono i seguenti:
- tenore di umidità, misurato in percento di acqua nel fango;
- tenore di sostanze solide (secco), vale a dire percentuale complementare del tenore di umidità;
- contenuto di sostanze volatili riferito alla sostanza secca;
- attitudine all'ispessimento, ossia possibilità di ottenere una maggiore concentrazione delle sostanze in sospensione mediante sedimentazione;
- resistenza specifica: misura la resistenza alla filtrazione dell'unità di peso del fango per unità di superficie filtrante, a una data pressione; riducendo la resistenza specifica, si accelera la filtrazione;
- filtrabilità, corrispondente all'inverso della resistenza specifica.

I fanghi provenienti dagli impianti di depurazione delle acque tecnologiche o domestiche (1) possono essere sottoposti a trattamenti fisici, meccanici, chimici, bio-

(1) La tab. 49.I consente di avere un'idea delle quantità dei vari tipi di fanghi che si ottengono a seguito della depurazione di acque reflue di origine domestica.

Tabella 49.I – Quantità medie di fanghi provenienti dalla depurazione di acque nere.

Tipo di fango	Litri per persona per giorno	Solidi secchi %	Umidità %
A – Sedimentazione primaria			
– fango fresco	1,50	3,5	96,5
– fango addensato	1,10	5,0	95,0
– fango digerito umido	0,40	8,0	92,0
B – Filtri percolatori			
– humus	0,30	6,0	94,0
– humus + fango primario fresco	1,50	5,0	95,0
C – Processi a fanghi attivi			
– Fanghi di supero	5,10	0,7	99,3
– Fanghi di supero freschi + fanghi primari freschi	2,00	4,5	95,5
– Fango umido digerito	0,80	7,0	93,0

logici e termici. In particolare, i trattamenti meccanici sono adottati per ridurre il contenuto in acqua dei fanghi, mentre i trattamenti termici consentono di:
– ridurre il tenore di acqua, se effettuati a medie temperature (<500°C);
– modificare la composizione chimica dei fanghi (in conseguenza dell'incenerimento della componente organica), se effettuati a temperature superiori a 800°C.

I fanghi, o meglio quello che resta degli stessi dopo una o più delle operazioni suddette, devono essere smaltiti, cioè trovare una *sistemazione finale* economicamente ed ecologicamente valida. Di seguito, ricordiamo i metodi adottati in pratica per il trattamento dei fanghi.

49.2. TRATTAMENTI FISICI, CHIMICI E BIOLOGICI

a) *Letti di essiccamento* (fig. 49.1).

Questo trattamento consiste nello spandimento dei fanghi (in spessori di 20÷30 cm) su letti costituiti da uno strato di sabbia (10÷15 cm) sopportato da uno strato di ghiaia e pietrisco (20÷25 cm); ovviamente, anche l'evaporazione contribuisce alla disidratazione dei fanghi distribuiti su tale sistema di drenaggio. Il liquido drenato attraverso apposite scanalature, è reimmesso nella vasca di sedimentazione primaria dell'impianto di trattamento, mentre il fango viene asportato dal letto meccanicamente (mediante carriponte o catene dotati di raschiatori).

b) *Ispessimento per decantazione.*

La fanghiglia viene introdotta in un bacino (*ispessitore*) dove rimane a lungo, in modo che i fanghi possano sedimentare sul fondo; di qui vengono poi evacuati, mentre il liquido separatosi tracima dall'alto.

Il dimensionamento del bacino si effettua in base alla curva di sedimentazione del fango (fig. 49.2); l'altezza si assume non inferiore a 3,5÷4 m. Si hanno *ispessitori*

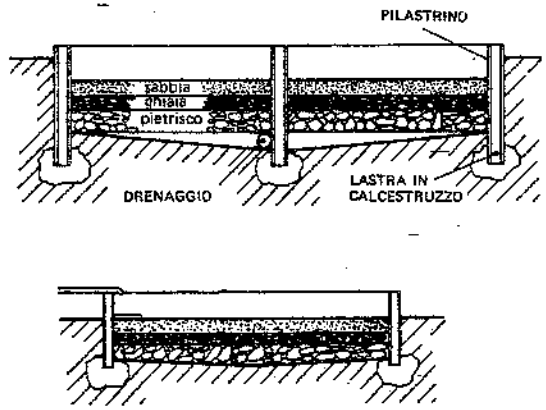


Fig. 49.2 – Curva di sedimentazione del fango.

Fig. 49.1 – Letti di essiccazione dei fanghi.

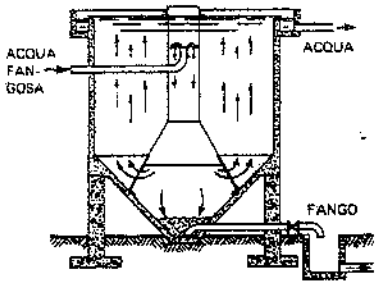


Fig. 49.3 – Ispessitore statico.

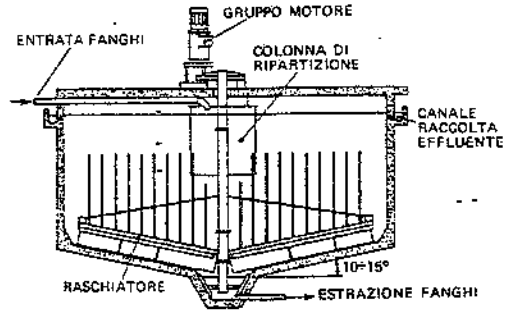


Fig. 49.4 – Ispessitore meccanico.

statici (fig. 49.3), il cui diametro massimo può raggiungere i 5 m, e *ispessitori meccanici* (fig. 49.4): questi ultimi sono dotati di un dispositivo meccanico rotante, realizzato in modo da convogliare i fanghi verso il centro del bacino e da facilitare la separazione dell'acqua e dei gas contenuti nei fanghi (l'acqua ed il gas si portano ovviamente in superficie).

c) *Lavaggio.*

I fanghi vengono lavati con acqua quando risulta conveniente – in vista dei successivi trattamenti – abbattere l'alcalinità (che richiede forti dosi di reagenti chimici) ed eliminare le sostanze fini e colloidali (che rendono più difficoltosa la successiva fase di disidratazione dei fanghi).

Il lavaggio avviene in impianti analoghi agli ispessitori sopra citati, con la sola differenza che all'ingresso si aggiungono notevoli quantità di acqua. Al fine di regolare il tasso di diluizione si prevedono spesso, a monte dell'ispessitore, due vasche per

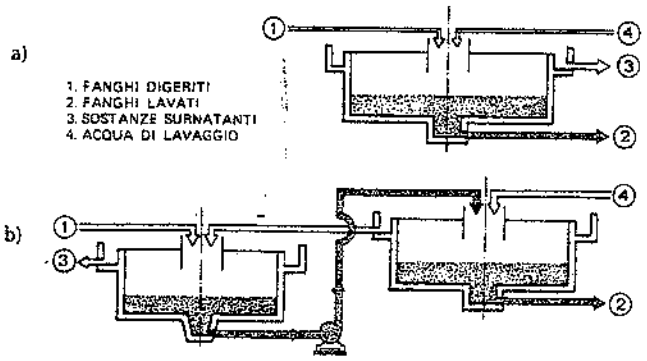


Fig. 49.5 – Principio di ispessimento dei fanghi: a) ad uno stadio; b) a due stadi.

raccogliere rispettivamente i fanghi e l'acqua di lavaggio. Il lavaggio può essere realizzato a uno o due stadi (fig. 49.5).

d) *Ispessimento per flottazione.*

La flottazione può essere utilizzata per concentrare fanghi attivi (più leggeri degli altri fanghi) con o senza l'impiego di coagulanti e/o di ausiliari della flocculazione. Il fango risale alla superficie trascinato dalle bollicine d'aria e viene scolmato, mentre l'acqua fuoriesce dal basso.

La fig. 49.6 illustra il principio dell'ispessimento dei fanghi mediante flottazione.

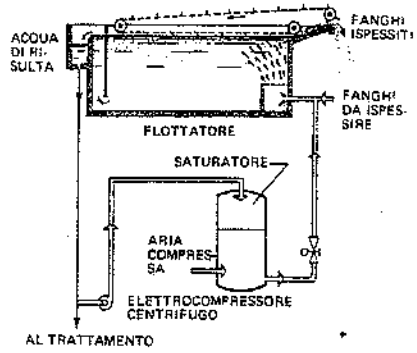


Fig. 49.6 – Ispessimento dei fanghi mediante flottazione.

e) *Fermentazione o digestione anaerobica.*

Si tratta di una fermentazione in assenza di ossigeno gassoso, che permette di mineralizzare i fanghi organici (provenienti da impianti di depurazione di acque cloacali) ottenendo come sottoprodotti gas metano e anidride carbonica (2).

La digestione anaerobica comprende due fasi, comunemente denominate fermentazione acida e fermentazione alcalina o metanifera.

(2) Le proporzioni in volume di gas prodotti si aggirano intorno ai seguenti valori:

CH_4: 65 ÷ 70%

CO_2: 25 ÷ 30%

Possono anche essere presenti in piccole quantità altre sostanze, quali O_2, CO, N_2, H_2S. Il potere calorifico inferiore del gas di digestione varia da 5700 a 6200 kcal/m³ (24÷26M]/m³).

Nella prima si ha sviluppo di microorganismi che danno luogo ad acidi grassi; nella seconda i batteri, operanti in condizioni anaerobiche, attaccano gli acidi volatili formatisi nella prima fase, producendo metano.

I batteri produttori di metano sono sensibili ai seguenti parametri:

- pH, i cui valori ottimali sono compresi fra 6,8 e 7,4;
- acidità volatile, la cui concentrazione espressa in acido acetico non deve superare 2000 ppm;
- alcalinità totale, espressa come carbonato di calcio, che deve essere compresa fra 1500 e 4000 ppm.

Inoltre, il processo di digestione anaerobica dipende in modo notevole dalle variazioni della temperatura, essendo più veloce intorno ai 35°C ed ai 60°C. La produzione di gas si verifica dopo un periodo di tempo non inferiore ad alcuni giorni.

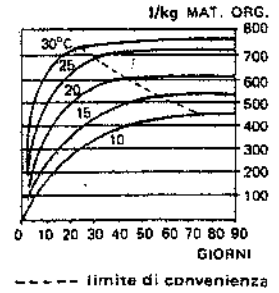


Fig. 49.7 – Variazione della produzione di gas in funzione del tempo e della temperatura.

La fig. 49.7 indica la quantità massima di gas che si ottiene da 1 kg di sostanze organiche a differenti temperature in funzione del tempo.

I tipi di digestori anaerobici più noti sono i seguenti:

- fosse settiche o di Imhoff (fig. 49.8): sono adatte per piccole installazioni e comprendono un digestore e un decantatore;
- digestore a medio carico (fig. 49.9): comprendono un'unica zona di digestione, con possibilità di riscaldamento dei fanghi, nella quale i fanghi digeriti sedimentano, mentre i gas di digestione sono solitamente utilizzati per alimentare la caldaia di riscaldamento (il surplus – accumulato in un gassometro – può essere destinato ad altri impieghi);
- digestori a forte carico (adatti per i grandi impianti); gli stadi di digestione sono due (fig. 49.10), eventualmente preceduti da un ispessimento dei fanghi freschi.

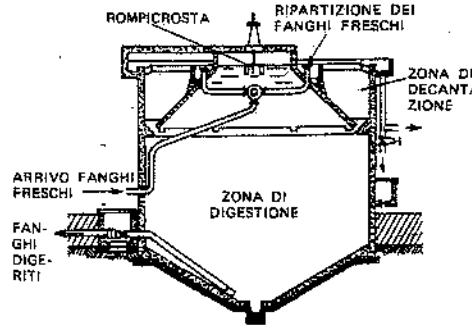


Fig. 49.8 – Fossa Imhoff.

f) *Stabilizzazione per via aerobica (digestione aerobica).*

Consiste nella aerazione

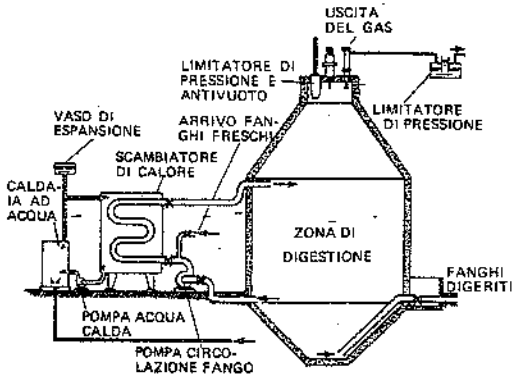
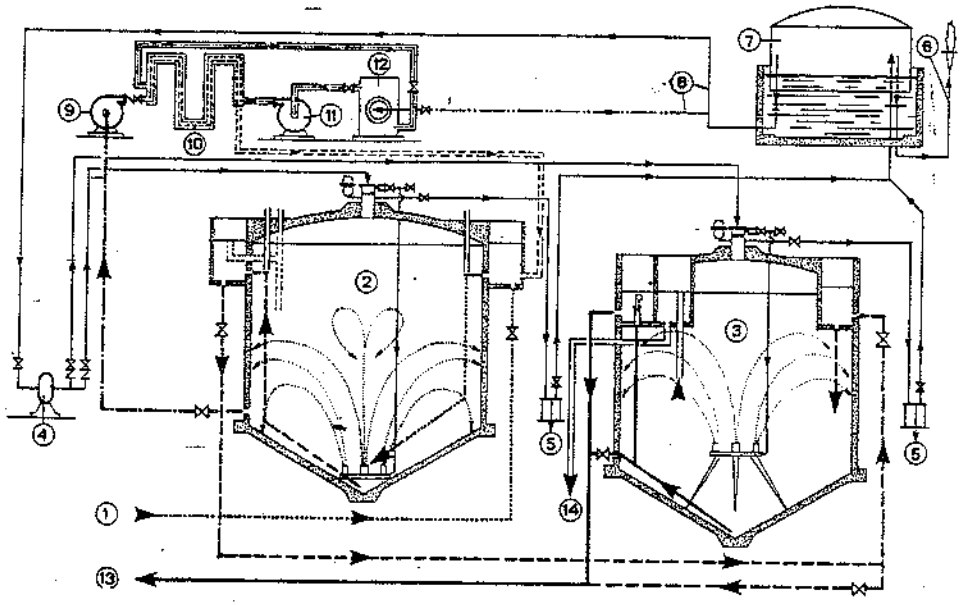


Fig. 49.9 – Digestore a medio carico.



1. Arrivo fanghi freschi - 2. Digestore primario - 3. Digestore secondario - 4. Compressore del gas - 5. Separatore di liquido con spurgo - 6. Torcia - 7. Gasometro - 8. Verso caldaia e compressore - 9. Pompa di circolazione dei fanghi - 10. Scambiatore di calore - 11. Pompa acqua calda - 12. Caldaia - 13. Al trattamento successivo - 14. Troppo pieno.

Fig. 49.10 – Digestore a forte carico o a due stadi.

prolungata (non meno di 10÷12 giorni) dei fanghi, in modo da sviluppare i microorganismi aerobici che provocano l'autossidazione delle cellule. Anche questo processo è molto influenzato dalla temperatura ma, rispetto alla digestione anaerobica, risulta meno efficace nell'eliminazione dei germi patogeni. Inoltre, com'è ovvio, la stabilizzazione si esercita solo sulle sostanze organiche attive.

Il procedimento è adatto per installazioni rurali o industriali di media importanza.

g) *Trattamento (o condizionamento) chimico.*

Si esegue sui fanghi freschi o digeriti quando gli stessi devono essere sottoposti a filtrazione. I reagenti più usati sono il cloruro ferrico, la calce, il solfato ferroso, il solfato di alluminio, da soli o accoppiati fra loro (ricordiamo che l'eventuale pretrattamento mediante lavaggio riduce la quantità di reagenti necessaria). Si utilizzano anche, da soli o come ausiliari dei reagenti base, i polielettroliti.

49.3. TRATTAMENTI MECCANICI

La disidratazione meccanica dei fanghi consiste in un'operazione di tipo meccanico volta a sottrarre percentuali più o meno elevate di acqua contenuta nei fanghi stessi.

Facendo evaporare l'acqua contenuta in un campione di fanghi, si ricava la curva

perdita di peso-tempi (fig. 49.11), caratterizzata da due tratti a diversa pendenza: il primo tratto, a forte pendenza, corrisponde all'eliminazione dell' acqua cosiddetta libera; il secondo, a pendenza minore, all'eliminazione dell'acqua "legata" o "associata" (3).

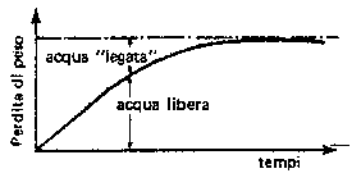


Fig. 49.11 – Curva di disidratazione dei fanghi per evaporazione a temperatura costante.

A temperatura costante, queste due fasi della disidratazione seguono la seguente legge:

$$v = kc^n \qquad (49.1)$$

dove:

v = velocità di disidratazione (perdita in peso);

c = concentrazione in secco;

k,n = costanti caratteristiche del fango in ciascuna delle due fasi.

Poiché in genere alla disidratazione di tipo meccanico si richiede l'ottenimento di fanghi "trasportabili" o "badilabili" (vale a dire caratterizzati da un grado di umidità del 20÷80%), è evidente che essa deve eliminare, oltre all'acqua libera, anche una parte notevole dell'acqua interstiziale. Quest'ultima eliminazione comporta l'impiego di un'energia supplementare, al fine di modificare le forze di coesione interne del fango e liberare una parte dell'acqua "legata".

I sistemi di disidratazione meccanica più noti sono di seguito descritti.

1) *Filtrazione sotto vuoto.*

La filtrazione sotto vuoto prevede l'impiego di filtri rotativi a tamburo ad asse orizzontale, parzialmente immersi in una vasca contenente i fanghi; tali filtri sono costituiti da un certo numero di scompartimenti stagni ricoperti da una lamiera metallica bucherellata rivestita con tela in fibre sintetiche (fig. 49.12). Allorquando uno scompartimento è immerso nel fango, esso viene collegato ad una pompa a vuoto: questa provoca l'ingresso nello scompartimento di liquido, mentre sull'esterno della tela filtrante si accumula la fanghiglia più densa. All'uscita della vasca si continua ad aspirare aria dallo scompartimento così da favorire l'essiccazione del fango depositatosi sul filtro. Infine, nella parte terminale del giro, mettendo lo scompartimento in pressione o ricorrendo ad altri accorgimenti, si provoca il distacco del fango.

La velocità di rotazione del tamburo è di 8÷15 giri all'ora.

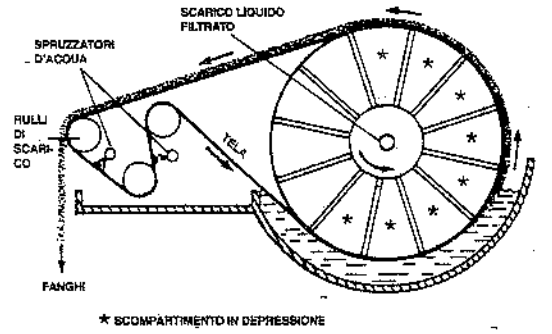


Fig. 49.12 – Filtro sotto vuoto.

(3) Tale acqua possiede un'energia di "legame" molto superiore a quella necessaria per provocarne la vaporizzazione.

Nel caso di fanghi contenenti grassi e oli, si aggiunge un prestrato (fig. 49.13), ovverosia il filtro, prima dell'operazione di filtrazione, viene ricoperto con uno strato (dello spessore di 30÷40 mm) di sostanza avente una adeguata porosità (diatomite, farina di legno, ceneri, ecc.).

La capacità di lavoro dei filtri sotto vuoto, grazie anche al fatto che il procedimento è continuo, è circa 1000 volte superiore a quella dei letti di essiccazione.

L'umidità residua in fanghi di origine urbana, trattati chimicamente e filtrati, varia dal 70% all'80%.

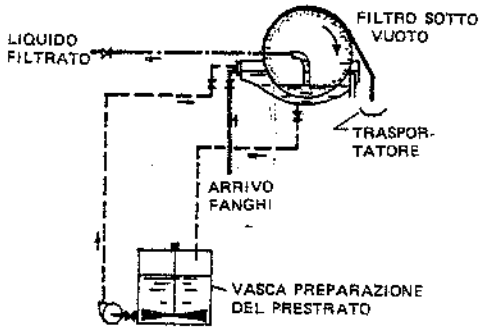


Fig. 49.13 – Filtro sotto vuoto con prestrato.

La filtrazione sotto vuoto è industrialmente utilizzabile a partire da valori della resistenza specifica inferiori a 10^{12}m/kg (4).

2) *Filtro-pressatura.*

Un altro sistema meccanico, atto a produrre fanghi con un elevato contenuto di sostanze solide (dal 35% al 55%, a seconda dei fanghi) è la filtro-pressatura. Si tratta di un processo discontinuo della durata di 1,5÷6 ore.

Un filtro-pressa (fig. 49.14) è costituito da una serie di tele filtranti (generalmente in fibre sintetiche) sostenute da piastre verticali scorrevoli su guide.

Il fango viene pompato dentro le tele filtranti che un martinetto idraulico o meccanico comprime fortemente una contro l'altra: l'acqua fuoriesce dalle tele e viene allontanata dal filtro-pressa, mentre le sostanze solide rimangono dentro le tele; di qui sono scaricate al termine dell'operazione allontanando le piastre, che vengono successivamente ripulite in vista del ciclo successivo.

Negli ultimi anni molti costruttori hanno automatizzato l'operazione di scarico delle tele filtranti.

L'impiego dei filtri-pressa è generalmente limitato a fanghi aventi una resistenza specifica prossima a 10^{13}m/kg (alla pressione di 7 bar);

(4) La resistenza specifica dei fanghi compare nella formula che fornisce il tempo necessario per sottrarre un determinato volume di acqua (detto correntemente "filtrato") da una sospensione fangosa tramite macchine filtranti:

$$t = \frac{\eta \cdot C \cdot r}{2\,P\,S^2} \cdot V^2$$

nella quale:
- t = durata della filtrazione (secondi);
- η = viscosità dinamica del filtrato (nei fanghi acquosi $\eta \approx 1{,}1 \cdot 10^{-3}$ Pa·s);
- C = concentrazione della sospensione fangosa da disidratare in "sostanza secca" (kg/m³);
- r = resistenza specifica del fango sottoposto al gradiente di pressione P (m/kg);
- P = gradiente di pressione (Pa);
- S = superficie filtrante (m²);
- V = volume di filtrato (m³) ottenuto nel tempo t.

Si realizzano filtri-pressa aventi superfici filtranti di 400 m², con superfici unitarie di circa 2 m² per tela. La massima pressione di filtrazione arriva fino a 15 bar.

La capacità filtrante varia, a seconda dei fanghi e delle macchine, da 2 a 10 kg/h per m² di superficie filtrante.

La fig. 49.15 si riferisce ad un particolare tipo di filtro-pressa: trattasi di una pressa continua a nastro filtrante. La compressione è ottenuta da un nastro sistemato superiormente al nastro filtrante (in tela) e premuto contro lo stesso da una serie di rulli opportunamente disposti e regolabili in altezza: poiché i due tamburi motori sono accoppiati fra di loro, i due nastri hanno la stessa velocità.

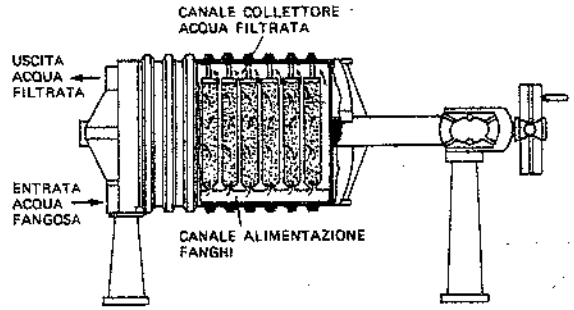


Fig. 49.14 – Filtro-pressa con martinetto meccanico ad azionamento manuale.

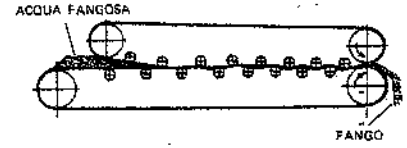


Fig. 49.15 – Pressa continua a nastro filtrante.

Il fango disidratato viene separato dal nastro filtrante mediante un raschiatore.

La filtrazione sotto pressione su nastro richiede il preventivo condizionamento del fango mediante l'aggiunta di opportuni polielettroliti, atti a favorire la formazione di fiocchi voluminosi, più facilmente separabili dall'acqua. I limiti del procedimento dipendono essenzialmente dalla pressione applicabile, che non supera in genere i 2 bar (contro i 15 bar ottenibili nei filtri-pressa del tipo precedentemente descritto, con i quali si ottengono fanghi più disidratati). Per contro, il funzionamento è continuo, mentre quello del filtro-pressa a più tele filtranti è discontinuo.

3) *Centrifugazione.*

La disidratazione dei fanghi può essere effettuata anche con centrifughe a rotore conico-cilindrico ad asse orizzontale, rotante a forte velocità; all'interno del rotore gira, a velocità leggermente diversa, una coclea di estrazione dei fanghi (fig. 49.16). L'alimentazione delle centrifughe può avvenire centralmente o tangenzialmente e i fanghi da disidratare e disidratati possono muoversi nello stesso senso o in senso opposto.

Un condizionamento dei fanghi (generalmente con polielettroliti) è essenziale per ottenere rendimenti di estrazione superiori al 90%. I fanghi disidratati mediante centrifugazione possono contenere dal 10% al 20% di sostanze secche.

Al fine di limitare l'usura della coclea, i fanghi da disidratare non devono contenere sabbia o materiali abrasivi di diametro superiore a 50μm: per tale motivo, si

installa sovente un ciclone a monte della centrifuga.

Analogamente, si deve provocare una "dilacerazione" preliminare dei fanghi se questi contengono materiali ingombranti o a fibre lunghe (suscettibili di intasare gli orifici di alimentazione o di carico).

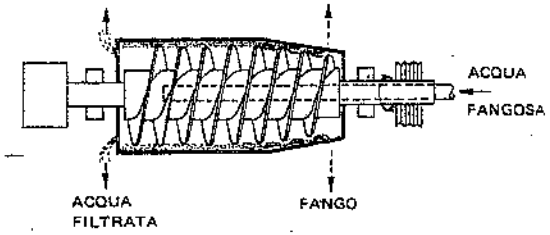


Fig. 49.16 – Centrifuga in controcorrente con alimentazione assiale.

49.4. TRATTAMENTI TERMICI

a) Essiccazione

Il trattamento termico dei fanghi a 150°÷500°C (essiccazione) può essere applicato a qualsiasi tipo di fango (primario, secondario, digerito o misto). È di solito effettuato mediante essiccatori, eventualmente dotati di bruciatore ausiliario.

Come schematizzato in fig. 49.17, parte del calore disponibile a seguito dell'essiccazione dei fanghi viene recuperata negli scambiatori di calore attraversati in controcorrente dai fanghi da trattare.

Quando l'essiccazione è effettuata con un transfer gassoso, occorre ovviamente evitare che questo sia immesso nell'atmosfera prima di essere depurato dagli odori che si liberano durante l'essiccazione (v. capitolo 45).

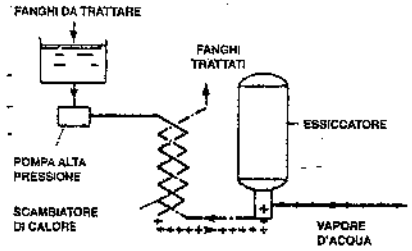


Fig. 49.17 – Trattamento termico dei fanghi.

Tale trattamento termico viene sovente individuato con il termine polimerizzazione quando provoca variazioni nella dimensione delle molecole senza modificarne sostanzialmente la composizione chimica.

b) Incenerimento

L'incenerimento dei fanghi conduce ad un prodotto finale (ceneri) contenente solo più le sostanze minerali e può ridurre il volume iniziale dell'80÷90%.

L'incenerimento richiede in genere una preventiva disidratazione meccanica (filtrazione o centrifugazione), in quanto quest'ultima operazione, eliminando acqua, riduce i consumi energetici, altrimenti necessari per la sua evaporazione.

I tipi di forni più usati per l'incenerimento dei fanghi sono i seguenti:

a) *Forno a piani* (fig. 49.18): consiste essenzialmente in una serie di ripiani sui quali il fango cade via via dall'alto in basso, grazie a dei raschiatori rotanti mossi da un albero verticale. Il forno funziona in controcorrente ed ha quindi un buon rendimento termico. La temperatura di uscita dei gas è prossima ai 350°C e quella del fango raggiunge, nella camera di combustione, i 750÷850°C. Il forno a piani è adatto per fanghi i cui fumi in uscita siano ecologicamente innocui: in caso contrario, occorre renderli tali a mezzo di un adeguato trattamento (postcombustione, lavaggio, trattamento chimico, ecc.).

b) *Forno a cilindro rotante* (fig. 49.19): si tratta di un forno cilindrico, leggermente inclinato sull'orizzontale e funzionante in controcorrente o in equicorrente. Può essiccare o calcinare fanghi (preventivamente disidratati) o rifiuti delle industrie chimiche, siderurgiche, meccaniche. Il rendimento termico è superiore al 50%, aumentabile con adeguati recuperi. La temperatura di combustione può raggiungere i 1000÷1500°C. Le ceneri sono recuperate in un ciclone, a valle del quale è spesso necessario un trattamento dei gas.

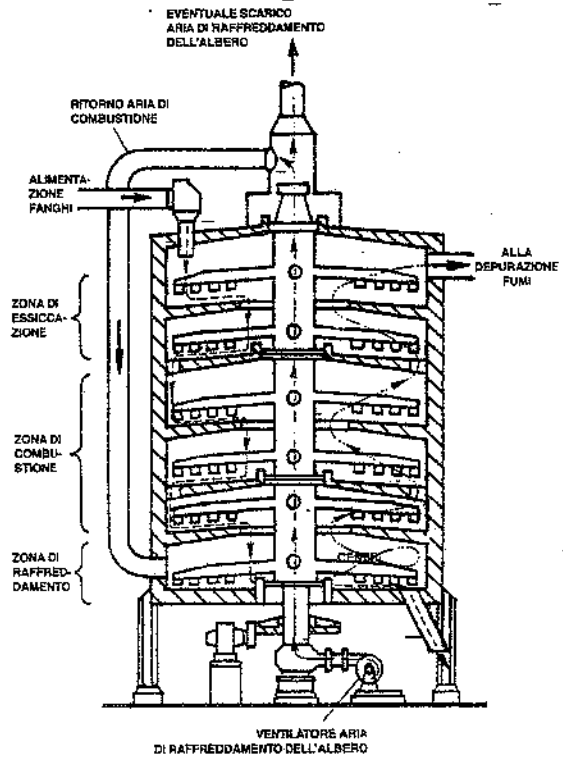


Fig. 49.18 – Forno a piani.

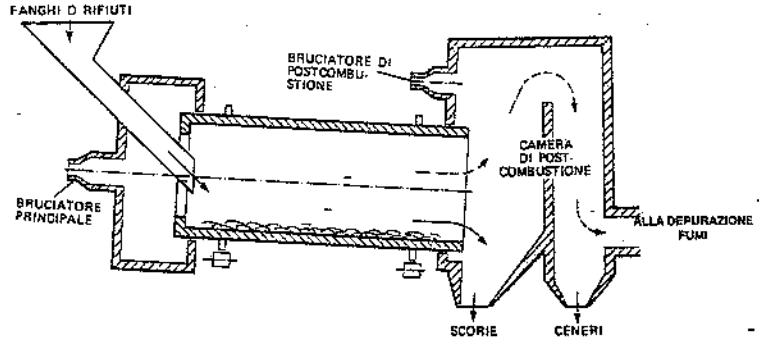


Fig. 49.19 – Forno a cilindro rotante.

c) *Forno a letto fluido* (fig. 49.20): i fanghi sono introdotti sopra un letto di sabbia fluidificato (mediante aria compressa immessa dal basso), contenuto in un reattore e portato a temperature prossime a 1000°C. I fanghi sono trasformati in ceneri inerti, che i gas di combustione rimuovono dal letto fluidificato. Tali ceneri devono pertanto essere separate e recuperate mediante un ciclone, seguito da un adeguato trattamento dei fumi. Il forno a letto fluido non presenta organi meccanici in movimento soggetti ad alta temperatura e permette una regolazione alquanto più fine di quella dei due tipi di forni prima citati in quanto ha una minore inerzia termica; per contro, richiede maggiori oneri gestionali.

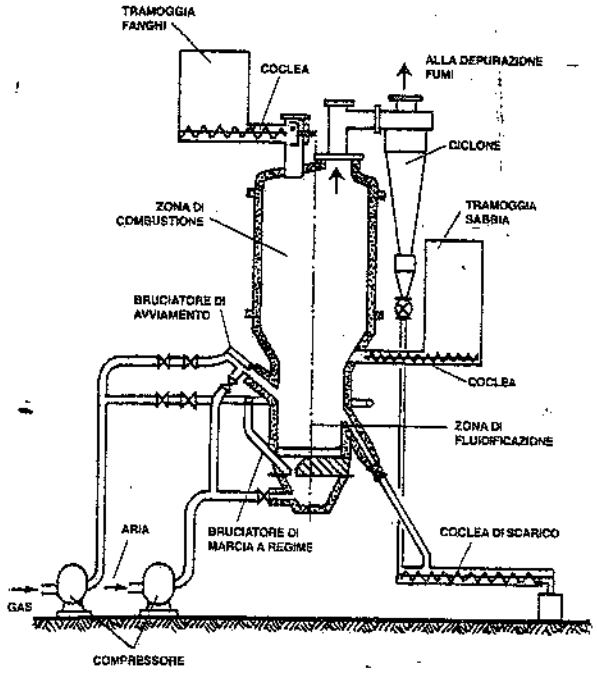


Fig. 49.20 – Forno a letto fluido.

49.5. SMALTIMENTO FINALE DEI FANGHI

Consideriamo alcune delle possibili destinazioni finali dei fanghi di cui ci stiamo occupando, dopo che essi hanno subìto una o più delle operazioni sopra indicate. È ovvio che l'aspetto ecologico di tale operazione finale deve prevalere su ogni altra considerazione.

a) *Spandimento sul terreno*: i fanghi provenienti dal trattamento di acque di scarico urbane (dopo la digestione anaerobica) e di certe acque industriali prive di sostanze tossiche possiedono proprietà fertilizzanti (per via delle sostanze umiche contenute, del potere di ritenzione dell'acqua nel suolo e dell'apporto di sostanze nutritive) e quindi si prestano ad essere sparsi su terreni coltivabili, previo ispessimento ed eventuale disidratazione meccanica.

b) *Smaltimento*, insieme ai rifiuti solidi di provenienza urbana e talvolta industriale, in apposite *discariche sanitariamente controllate* (*sanitary landfill*). Tali discariche sono costituite compattando preventivamente i rifiuti solidi miscelati con i fanghi e

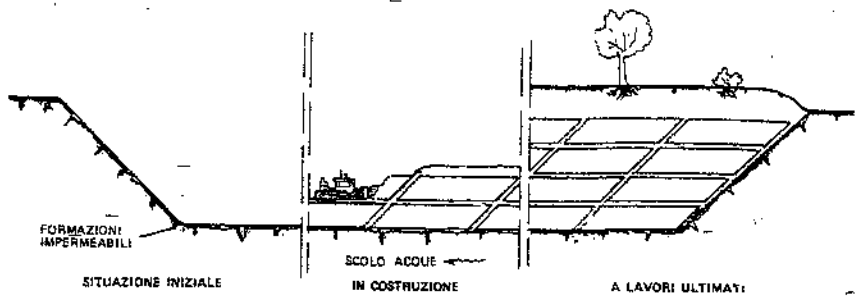


Fig. 49.21 – Stratigrafia di un *sanitary landfill* (v. anche figg. 50.3 e 50.4).

disponendoli "a celle", intervallate da strati di terreno vegetale (fig. 49.21). La disposizione viene ripetuta per altezze di diversi metri e un manto erboso ricopre lo strato finale di terreno. Trattasi di un tipo di discarica che consente non solo di "nascondere" i rifiuti, ma anche di evitare formazioni di odori e la diffusione di microorganismi patogeni.

Se i fanghi sono stati sottoposti a trattamento termico, il residuo è costituito da ceneri, le quali di solito sono smaltite in una discarica del tipo descritto.

La soluzione del sanitary landfill (v. capitolo 50) risulta – fra le possibili soluzioni ecologiche del problema dei rifiuti industriali – la meno costosa e la più facile da realizzare. Richiede peraltro siti adatti e sufficientemente estesi (sempre meno disponibili); inoltre, troppo spesso la gestione delle discariche disattende le regole prescritte dalle norme vigenti.

c) *Trattamenti meccanico-biologici* dei fanghi (omogeneizzazione, fermentazione aerobica, maturazione su aia) con inoculazione di colonie di microrganismi, previa miscelazione con la parte organica delle immondizie di origine domestica, in modo da ricavare un prodotto (*compost*) avente caratteristiche assimilabili a quelle dell'*humus* (v. capitolo 50 § 5.VII).

d) *Scarico in cave o in vasche impermeabilizzate*. Le melme velenose (fanghi di verniciatura e di galvanica, morchie o, più in generale, melme inorganiche residue dei cicli tecnologici di produzione e di molti trattamenti depurativi delle acque di scarico industriali) non possono essere scaricate liberamente sul terreno, specie se nel sottosuolo sono presenti delle falde acquifere. Per ovviare ai pericoli che da tali melme possono derivare, si ricorre a vasconi

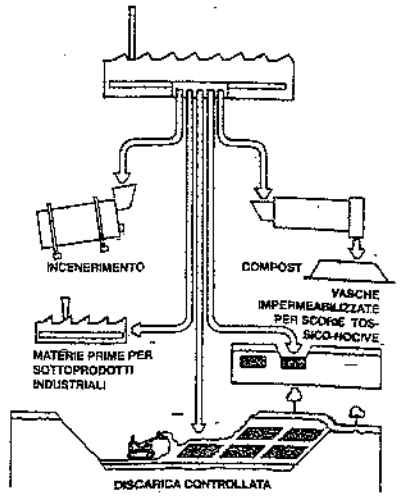


Fig. 49.22 – Possibili destinazioni finali dei fanghi di origine industriale.

in cemento armato impermeabilizzati oppure a cave naturali o artificiali: in tali sedi, le melme vengono depositate isolandole dall'ambiente ed in particolare dalle acque superficiali e sotterranee.

e) *Riutilizzazione dei fanghi* per la produzione di altri prodotti industriali, in modo da realizzare un riciclaggio possibilmente integrale. Come esempi concreti di riutilizzazione di melme provenienti da impianti tecnologici industriali o da impianti di depurazione delle acque di scarico, si citano le produzioni di prodotti vernicianti, ricoprenti, coibenti e così via.

f) *Incenerimento*, eventualmente insieme a rifiuti solidi, dentro forni di incenerimento dotati di adeguati impianti di depurazione dei fumi (v. capitolo 50): questa soluzione è certamente la più razionale, specie se connessa alla concomitante produzione di energia termica e/o elettrica.

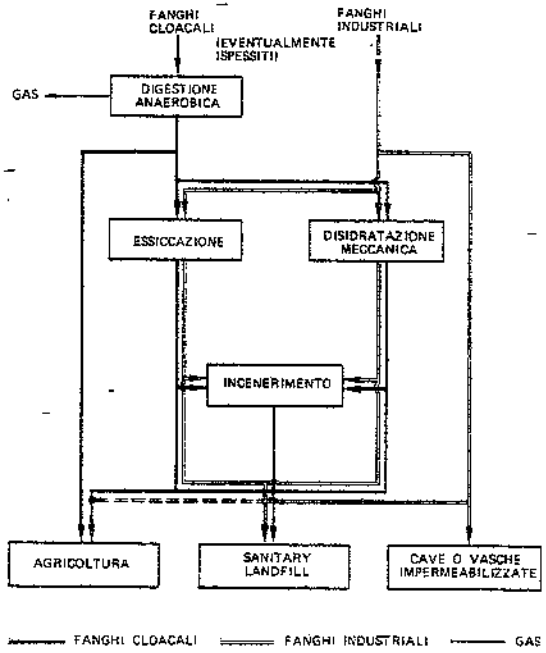


Fig. 49.23 – Principali modalità di trattamento e smaltimento finale dei fanghi di origine industriale e urbana.

La fig. 49.22 illustra alcune possibili destinazioni finali dei fanghi prodotti negli impianti industriali.

Infine, nella fig. 49.23 sono schematizzati i trattamenti e le destinazioni finali dei fanghi più frequentemente adottati in pratica.

49.6. BIBLIOGRAFIA

G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque inquinate*, Milano, Hoepli.

G. Bianucci e E. Ribaldone, *Il trattamento delle acque residue industriali e agricole*, Milano, Hoepli.

C. Versino, C. Sarzanini, P. Bianco, *Smaltimento e recupero di materia ed energia da fanghi primari urbani*, I C P.V (4), 115.

Degremont, *Memento technique de l'eau*, Parigi, Firmin-Didot s.a.

K. Imhoff, P.Koch, *Manuel de l'assainissement urbain*, Parigi, Dunod.

G. Fair, J. Geyer, D. Okun, *Water and wastewater engineering*, New York, John Wiley & Sons Inch.

50. Lo smaltimento dei rifiuti solidi

50.1. PREMESSE

Con il termine rifiuto solido si intende "qualsiasi materiale od oggetto, normalmente allo stato solido, derivante da attività umane o da cicli naturali" e destinato all'abbandono da parte di chi lo ha prodotto.

Nella terminologia corrente, in luogo di rifiuti solidi, si parla anche di residui, scarti, pattume, immondizie, materiali di risulta, scorie, ecc.

I rifiuti solidi sono classificabili in base all'attività che li genera, come segue:

A titolo puramente indicativo, al solo fine di dare un'idea delle dimensioni del problema dei rifiuti solidi, riportiamo una stima dei quantitativi di questi annualmente prodotti in Italia dalle fonti che più interessano in questa sede (stime del ministero dell'ambiente per l'anno 1992):

- rifiuti urbani: $20 \cdot 10^6$ t/anno;
- rifiuti industriali (1): $55 \cdot 10^6$ t/anno;

Rifiuti solidi
- agricoli.....
  - allevamenti zootecnici
  - colture legnose ed erbacee
- civili.....
  - urbani (*domestici, commerciali, pubblici*)
  - voluminosi (veicoli, elettrodomestici, mobili, pneumatici, ecc.)
  - residui di costruzioni e demolizioni
  - ospedalieri
  - residui di mattatoi
- industriali....residui provenienti dalle attività manifatturiere
- minerari..... residui provenienti dalle attività estrattive
- radioattivi....residui delle sostanze radioattive, fissili o fertili.

(1) Esclusi i rifiuti recuperati e/o venduti ed i fanghi.

– rifiuti speciali (esclusi quelli industriali): $42 \cdot 10^6$ t/anno;

Con riferimento ai rifiuti solidi urbani, si può ritenere che il contributo giornaliero pro-capite in Italia, sia *mediamente* il seguente:
– rifiuti domestici: 0,70 kg/abitante·giorno;
– rifiuti commerciali: 0,20 kg/abitante·giorno;
– rifiuti pubblici: 0,10 kg/abitante·giorno;
in totale: circa 1 kg/abitante·giorno.

Nei valori unitari sopra riportati non sono compresi i contributi provenienti da demolizioni e costruzioni, ospedali, mattatoi, nonché le carcasse di veicoli ed i rifiuti radioattivi.

È opinione diffusa che la produzione di rifiuti solidi urbani tenda ad aumentare con il tenore di vita della popolazione, mentre le previsioni generali sono per una diminuzione nel tempo dei rifiuti di origine industriale (soprattutto in conseguenza della razionalizzazione dei cicli produttivi).

Il problema dello smaltimento dei rifiuti solidi dovrà comunque essere sempre più seguito.

La gravità e l'importanza di tale problema sono evidenziate dal progressivo esaurimento delle risorse e dal grado di inquinamento ambientale conseguente allo scarico prolungato e finora in aumento dei prodotti di rifiuto delle attività umane.

Nei paragrafi seguenti ci occuperemo esclusivamente dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani e industriali.

50.2. NORMATIVA SUI RIFIUTI SOLIDI

I D.M. 12 febbraio 1971 e 2 marzo 1987 elencano le industrie insalubri di prima e seconda classe, includendo fra le prime i depositi e gli impianti di trattamento dei rifiuti solidi e dei liquami.

In merito allo smaltimento dei rifiuti radioattivi, alcune indicazioni sono contenute nel D.P.R. 13 febbraio 1964, n. 185, relativo alla sicurezza degli impianti ed alla protezione sanitaria contro i pericoli delle radiazioni ionizzanti derivanti dall'impiego pacifico dell'energia nucleare.

Una disciplina organica sui rifiuti è stata introdotta in Italia con il D.P.R. 10 settembre 1982, n. 915, in attuazione di tre direttive comunitarie sui rifiuti, sullo smaltimento dei policlorodifenili e dei policlorotrifenili e sui rifiuti tossici e nocivi. Tale D.P.R. definisce attività di pubblico interesse le varie fasi dello smaltimento dei rifiuti e cioè: conferimento, raccolta, spazzamento, cernita, trasporto, trattamento (2), ammasso, deposito, discarica.

I principi generali cui si ispira il decreto citato sono i seguenti:
a) la salvaguardia dell'ambiente e del paesaggio, nonché della salute e della sicurezza dei singoli e della collettività;
b) la promozione di sistemi tendenti a limitare la produzione dei rifiuti, a riciclarli o riutilizzarli o, ancora, a recuperare dagli stessi materiali ed energia, il tutto con l'osservanza di criteri di economicità ed efficienza;

(2) L'operazione di trattamento è intesa come trasformazione necessaria per il riutilizzo, la rigenerazione, il recupero, il riciclo e l'innocuizzazione dei rifiuti.

c) l'attribuzione delle competenze sulle attività inerenti allo smaltimento dei rifiuti;
d) la classificazione dei rifiuti in tre categorie:
– *rifiuti urbani*, provenienti dagli insediamenti civili;
– *rifiuti speciali*, derivanti da: attività produttive (industriali, agricole, artigianali, commerciali); ospedali; demolizioni e scavi; trattamento degli effluenti; automezzi obsoleti;
– *rifiuti tossici e nocivi*, contenenti le sostanze citate in apposito elenco (tab. 50.I) in quantità e/o concentrazioni tali da presentare un pericolo per la salute e l'ambiente.

Tabella 50.I – Sostanze considerate pericolose ai sensi del D.P.R. 10 settembre 1982, n. 915.

1) Arsenico e suoi composti
2) Mercurio e suoi composti
3) Cadmio e suoi composti
4) Tallio e suoi composti
5) Berillio e suoi composti
6) Composti di cromo esavalente
7) Piombo e suoi composti;
8) Antimonio e suoi composti
9) Fenoli e loro composti
10) Cianuri, organici ed inorganici
11) Isocianati
12) Composti organoalogenati (esclusi i polimeri inerti)
13) Solventi clorurati
14) Solventi organici
15) Biocidi e sostanze fitofarmaceutiche
16) Prodotti a base di catrame derivanti da procedimenti di raffinazione e residui catramosi derivanti da operazioni di distillazione
17) Composti farmaceutici
18) Perossidi, clorati, perclorati e azoturi
19) Eteri
20) Sostanze chimiche di laboratorio non identificabili e/o sostanze nuove i cui effetti sull'ambiente non sono conosciuti
21) Amianto (polveri e fibre)
22) Selenio e suoi composti
23) Tellurio e suoi composti
24) Composti aromatici policiclici (con effetti cancerogeni)
25) Metalli carbonili
26) Composti del rame solubili
27) Sostanze acide e/o basiche impiegate nei trattamenti in superficie dei metalli
28) Policlorodifenili, policlorotrifenili e loro miscele

Per quanto riguarda le competenze, il D.P.R. n. 915/1982 precisa:
1. allo stato competono il coordinamento delle attività connesse allo smaltimento dei rifiuti e la determinazione dei criteri generali relativi ai sistemi che favoriscono il riciclaggio dei rifiuti, il relativo recupero, la produzione di energia e la minore formazione di rifiuti;
2. le regioni predispongono i piani di organizzazione dei servizi di smaltimento dei rifiuti, comprese le piattaforme specializzate per i trattamenti; individuano le zone in cui realizzare gli impianti di trattamento e/o stoccaggio; rilasciano le autorizzazioni alla installazione e gestione degli impianti di smaltimento; emanano norme integrative;
3. le province presiedono al controllo tecnico dello smaltimento;
4. ai comuni fanno capo le attività di smaltimento dei rifiuti urbani e di normazione dello smaltimento dei rifiuti urbani pericolosi.

In data 27 luglio 1984, un apposito comitato interministeriale ha deliberato una serie di disposizioni applicative del D.P.R. n. 915/1982, tra le quali citiamo:
a) i criteri di assimilabilità di determinati rifiuti speciali ai rifiuti urbani (ad esempio, imballaggi, contenitori vuoti, sacchetti, cassette);

b) le concentrazioni delle sostanze, indicate in apposita tabella, al di sopra delle quali i rifiuti speciali sono classificabili come tossici e nocivi;
c) la definizione di rifiuti pericolosi per le batterie e le pile, i prodotti farmaceutici e quelli etichettati con il simbolo "T" e/o "F".

Citiamo ancora il D.P.C.M. 3 agosto 1990 recante disposizioni in materia di smaltimento dei rifiuti industriali. Tale decreto, al fine di fronteggiare la situazione derivante dal fabbisogno di smaltimento di tali rifiuti non soddisfatto, delega a ciascuna regione il compito di individuare:
a) le tipologie e le dimensioni di impianti atti a smaltire quei rifiuti;
b) le localizzazioni degli stessi impianti, anche all'interno degli stabilimenti per lo smaltimento dei rifiuti prodotti *in loco*;
c) un sistema di aree di stoccaggio e pretrattamento, di impianti di smaltimento e di discariche. Tale sistema integrato deve prevedere strutture per:
- la caratterizzazione e la classificazione dei rifiuti;
- il trattamento preliminare e lo stoccaggio provvisorio;
- il trattamento chimico, fisico e biologico;
- la termodistruzione;
- l'inertizzazione;
- lo stoccaggio definitivo.

La normativa sui rifiuti solidi è in continua evoluzione attraverso leggi, disposizioni, raccomandazioni emanate da CE, stato e regioni. Motivo per cui su tale argomento – come per tutti quelli riguardanti la salute dell'uomo e la salvaguardia dell'ambiente – vale la raccomandazione più volte espressa: all'atto di affrontare un problema attinente ai rifiuti, occorre aggiornarsi sulla normativa in essere.

Qui anticipiamo la citazione del decreto legislativo 5 febbraio 1997, n. 22, contenente importanti innovazioni sulla gestione dei rifiuti solidi. Le prime indicazioni in merito evidenziano i seguenti orientamenti.
A) Definizioni:
- *rifiuto*: qualsiasi sostanza od oggetto di cui il detentore si disfi (3) o abbia deciso di disfarsi;
- *gestione*: raccolta, trasporto, recupero e smaltimento di rifiuti;
- *raccolta*: operazione di prelievo, di cernita e/o di raggruppamento dei rifiuti per il loro trasporto;
- *raccolta differenziata*: raccolta idonea a raggruppare i rifiuti urbani in frazioni merceologiche omogenee, compresa la frazione organica umida, destinate al riutilizzo, al riciclaggio e al recupero di materia prima;
- *recupero*: comprende operazioni quali:
  - l'utilizzazione di rifiuti come combustibile per produrre energia;
  - il riciclo/recupero dei metalli e di altre sostanze inorganiche;
  - la rigenerazione o altri reimpieghi degli oli e di solventi;
  - il riciclo delle sostanze organiche in agricoltura;
- *combustibile da rifiuti*: combustibile ricavato dai rifiuti urbani mediante trattamento finalizzato all'eliminazione delle sostanze pericolose per la combustione e a garantire un adeguato potere calorico;
- *compost da rifiuti*: prodotto ottenuto dal compostaggio della frazione organica dei rifiuti urbani nel rispetto di apposite norme tecniche, che, in particolare, ne definiscono i gradi di qualità.

(3) In particolare, i residui di lavorazioni o di processi industriali e quelli di consumo.

B) Classificazione dei rifiuti in tre categorie:
I. *Rifiuti urbani*, provenienti da locali e luoghi adibiti a uso di civile abitazione, dallo spazzamento delle strade, da aree verdi (quali giardini, parchi e aree cimiteriali);
II. *Rifiuti speciali*, derivanti da: lavorazioni industriali e artigianali; attività commerciali e di servizio, attività agricole e agro-industriali; demolizioni e costruzioni; attività di recupero e smaltimento di rifiuti, trattamenti delle acque reflue, abbattimento dei fumi; attività sanitarie; macchinari e apparecchiature obsoleti; veicoli a motore, rimorchi e simili fuori uso.
III. *Rifiuti pericolosi*, ai sensi della direttiva CE 91/689 e inclusi in apposito allegato. Sono tali i rifiuti provenienti da:
- produzioni conciarie e tessili;
- processi chimici inorganici (acidi, soda, ammoniaca, cianuri, pesticidi);
- processi chimici organici (solventi organici, fondi di distillazione e residui di reazione);
- produzione e uso di pitture, vernici e smalti vetrati, sigillanti e inchiostri;
- processi termici (centrali e impianti termici, metallurgie termiche dell'alluminio, del piombo, dello zinco e del rame;
- lavorazioni e trattamenti superficiali di metalli e plastica;
- oli esauriti;
- batterie e accumulatori;
- costruzioni, demolizioni e scavi che diano luogo a rifiuti pericolosi (ad esempio contenenti amianto);
- impianti di trattamento rifiuti e acque reflue.

C) A partire dal 1 gennaio 1999 la realizzazione e la gestione di nuovi impianti di incenerimento saranno autorizzate solo se il relativo processo di combustione è accompagnato da recupero energetico.
Sarà inoltre vietato smaltire i rifiuti urbani non pericolosi in regioni diverse da quelle dove gli stessi sono prodotti.
Dal 1 gennaio 2000 si potranno smaltire in discarica solo i rifiuti inerti ed i rifiuti residuati da operazioni di riciclaggio, recupero e incenerimento.
È vietato miscelare categorie diverse di rifiuti pericolosi ovvero rifiuti pericolosi con rifiuti non pericolosi.
I produttori dei rifiuti speciali devono assolvere i propri obblighi con le seguenti priorità:
a) autosmaltimento dei rifiuti;
b) conferimento dei rifiuti a terzi autorizzati;
c) conferimento dei rifiuti ai soggetti che gestiscono il servizio pubblico di raccolta dei rifiuti urbani.
Sono vietati l'abbandono e il deposito incontrollati di rifiuti sul suolo, nel suolo e nelle acque superficiali e sotterranee.
La gestione dei rifiuti è un'attività di pubblico interesse e non deve:
– costituire pericolo per la salute dell'uomo;
– determinare rischi per l'acqua, l'aria, il suolo e per la fauna e la flora;
– danneggiare il paesaggio.

D) Competenze particolari dello *stato*:
- l'individuazione delle iniziative per prevenire la produzione e ridurre le quantità e la pericolosità dei rifiuti;
- le misure atte a razionalizzare la raccolta (anche differenziata), la cernita, il recupero e il riciclaggio dei rifiuti;
- le azioni per favorire il mercato dei materiali recuperati;
- la precisazione delle condizioni di utilizzo del compost.

Per quanto riguarda le *regioni*, le competenze più significative sono:
a) la predisposizione dei piani regionali di gestione dei rifiuti;
b) la regolamentazione delle attività di gestione dei rifiuti, compresa la raccolta differenziata di rifiuti urbani, anche pericolosi.

Alle *province* competono, in particolare:
a) la programmazione e l'organizzazione dello smaltimento dei rifiuti a livello provinciale;
b) il controllo su tutte le attività di gestione dei rifiuti;
c) l'individuazione delle zone idonee alla localizzazione degli impianti di smaltimento e di recupero dei rifiuti urbani (4).

I *comuni* effettuano e disciplinano la gestione dei rifiuti urbani e assimilati.

E) Gestione degli imballaggi (5) e dei rifiuti di imballaggio. Principali criteri informatori di questa attività:
– sviluppo di tecnologie pulite;
– minore utilizzo degli imballaggi;
– produzione di imballaggi riutilizzabili;
– riciclaggio e recupero della materia prima;
– raccolta differenziata e riciclaggio dei rifiuti di imballaggio.

Obiettivi finali del riciclaggio e del recupero dei rifiuti di imballaggio:
a) rifiuti di imballaggi da recuperare come materia o come componente di energia: 50÷65% in peso;
b) rifiuti di imballaggi da riciclare: 25÷45% in peso.

F) Gestione di particolari categorie di rifiuti e precisamente:
1) *beni durevoli* (frigoriferi, surgelatori e congelatori, televisori, computers, lavatrici e lavastoviglie, condizionatori d'aria): divenuti obsoleti, devono essere conferiti alle imprese che gestiscono la raccolta e lo smaltimento dei rifiuti urbani o ad appositi centri di raccolta;
2) *rifiuti sanitari pericolosi*: devono essere smaltiti mediante termodistruzione presso impianti autorizzati;
3) *veicoli a motore* (o loro parti): i proprietari di veicoli destinati alla rottamazione devono consegnarli a un centro di raccolta per la messa in sicurezza, la demolizione, il recupero dei materiali e la rottamazione; in alternativa, i veicoli possono essere consegnati ai concessionari o alle succursali delle case costruttrici;
4) *oli e grassi esausti*: un apposito consorzio provvede a effettuare la raccolta, il trasporto, lo stoccaggio, il trattamento e il riutilizzo degli oli e dei grassi vegetali e animali esausti (6);
5) *beni a base di polietilene*: è istituito un consorzio dei produttori e dei trasformatori di beni in polietilene, avente come obiettivo primario il ritiro di tali beni al termine del ciclo di utilità per avviarli ad attività di riciclaggio e di recupero.

(4) In linea generale, gli *ambiti territoriali ottimali* per la gestione dei rifiuti urbani sono le province. In ogni ambito territoriale ottimale dovrà essere assicurata – nei prossimi anni – una raccolta differenziata dei rifiuti urbani pari al 35% dei rifiuti prodotti.

(5) Definizione di imballaggio: prodotto, composto di materiali di qualsiasi natura, adibito a contenere e a proteggere determinate merci, dalle materie prime ai prodotti finiti.

50.3. COMPOSIZIONE DEI RIFIUTI

La normativa vigente distingue i rifiuti provenienti dagli insediamenti urbani da quelli derivanti da processi produttivi.

Il rifiuto urbano, almeno per quanto si riferisce all'Italia, presenta la composizione media caratteristica sintetizzata nella tab. 50.II.

Tabella 50.II – Composizione media dei rifiuti solidi urbani in Italia.

Materiali	%
Sostanze organiche putrescibili (vegetali, residui cucine, ecc.)	33
Materiali cellulosici (legno, carta, imballaggi, cartone, ecc.)	31
Materiali inerti (vetri, metalli ferrosi e non ferrosi, polveri, ecc.)	23
Materie plastiche (contenitori, sacchi, ecc.)	13

Tale composizione media dà un'idea generale del problema qualitativo dei rifiuti. Quando si debba definire un intervento operativo, occorre condurre analisi approfondite sulla composizione dei rifiuti prodotti nel comprensorio interessato. Per esempio, con riferimento all'Italia settentrionale, la tab. 50.III riporta la composizione caratteristica delle zone centrali di città medie (rifiuto tipo 1), delle zone periferiche di città piccole o medie (rifiuto tipo 2) e delle zone centrali di grandi città (rifiuto tipo 3). I valori rilevati evidenziano le sensibili differenze fra i tre tipi di rifiuti.

Tabella 50.III – Composizione merceologica (espressa in % in peso) di rifiuti solidi urbani di tre insediamenti tipo dell'Italia settentrionale.

Componenti	Rifiuto tipo 1		Rifiuto tipo 2		Rifiuto tipo 3	
	media	min/max	media	min/max	media	min/max
Materiali ferrosi	7	6–8	3	2–3	5	4–7
Carta e prodotti cellulosici	31	25–35	22	20–24	36	34–39
Plastica	12	10–14	10	8–12	12	10–13
Vegetali e putrescibili	31	29–42	49	41–56	18	16–25
Tessuti, legno, gomma e cuoio	6	2–7	4	3–5	5	3–6
Vetro	3	2–6	2	1–5	4	3–5
Inerti	4	3–5	5	4–6	14	11–16
Altri non classificati	6	3–8	5	4–7	6	2–8

(6) Con D.P.R. 23 agosto 1982, n. 691 era già stato istituito il consorzio obbligatorio degli oli usati con il compito di rigenerare gli oli recuperabili e di provvedere all'incenerimento degli altri.

La composizione dei rifiuti urbani varia anche sensibilmente da un paese all'altro: per esempio, i rifiuti rappresentativi degli stati nord-europei sono più ricchi di materiali cellulosici e plastici di quelli italiani.

In vista di un intervento operativo, occorre anche conoscere le proprietà fisico-chimiche dei rifiuti da smaltire. La tab. 50.IV fornisce i valori dei principali parametri caratteristici dei rifiuti solidi urbani italiani.

I rifiuti industriali presentano invece tipologie tipiche dei settori di provenienza.

In linea di massima, essi possono essere così classificati:
- rifiuti e scarti di lavorazione dell'industria manifatturiera;
- fanghi da trattamenti di depurazione delle acque;
- rifiuti assimilabili agli urbani, derivanti da uffici, mense, spedizioni, ecc.

Tabella 50.IV – Principali caratteristiche dei rifiuti solidi urbani italiani.

Sostanze combustibili	30÷40%
Umidità	40÷50%
Potere calorifico inferiore:	
kcal/kg	1200÷2500
kJ/kg	5000÷10000
Massa volumica in mucchio:	
kg/m³	100÷200

La maggior parte dei rifiuti proviene dai cicli di lavorazione: in alcuni settori (legno, materiali da costruzione, gomma, materie plastiche) essi costituiscono circa il 90% dei quantitativi totali.

Solo in alcuni settori risulta preminente il peso dei fanghi provenienti da impianti di trattamento di acque di scarico: citiamo, in particolare, i settori tessile, delle pelli, chimico, cartario, nei quali il peso dei fanghi rispetto ai quantitativi totali di rifiuti varia dal 50% al 60%.

I rifiuti assimilabili agli urbani sono in genere presenti in tutti gli stabilimenti industriali, ma in quantitativi di modesta entità, fatta eccezione per alcune industrie, come quella alimentare.

50.4. LA GESTIONE DEI RIFIUTI SOLIDI

Le funzioni essenziali che intervengono nella gestione dei rifiuti solidi sono:
- la raccolta o conferimento;
- il trasporto;
- il trattamento;
- la destinazione finale.

Nella fig. 50.1 sono riportate schematicamente le fasi decisionali che si devono affrontare nella pianificazione della gestione dei rifiuti, siano essi urbani o industriali.

Il primo punto da definire è il sistema di conferimento, strettamente collegato alla tipologia del rifiuto ed alle modalità di prelievo e trasporto.

Il rifiuto urbano è generalmente raccolto in sacchi di polietilene (a perdere), della capacità di 30÷60 litri nel caso di abitazioni unifamiliari e di 110 litri nel caso di condomini, oppure accumulato in contenitori (metallici, in vetroresina o in plastica) della capacità di 1÷2 m³: tali contenitori, correntemente denominati cassonetti, sono in genere ubicati in posizioni prestabilite di ogni quartiere urbano e ad essi i rifiuti vengono conferiti da parte degli utenti (percorrenze massime: 50÷100 m).

I rifiuti solidi industriali derivanti dalle lavorazioni produttive sono di solito raccolti in contenitori metallici, mentre i rifiuti fangosi o melmosi sono accumulati in vasche stagne o in contenitori metallici a tenuta. Il rifiuto assimilabile al rifiuto urbano viene raccolto con modalità analoghe a quest'ultimo. Particolarmente importante è, nel caso del rifiuto industriale, un preventivo studio sui trasporti interni di stabilimento, volto a definire l'ubicazione ottimale dei centri interni di raccolta e di stoccaggio. Considerando che i costi della raccolta e del trasporto incidono mediamente per il 70÷80% sul costo dello smaltimento dei rifiuti, è evidente l'opportunità di ottimizzare queste due funzioni.

Con riferimento ai rifiuti urbani, i prelievi avvengono in genere quotidianamente (6 giorni su 7) o a giorni alterni.

I sacchi di polietilene sono di solito trasportati mediante motocarri o autocarri leggeri (anche perché il sistema di raccolta in sacchi è adottato nei centri storici o comunque non accessibili a veicoli di grandi dimensioni) fino a località prestabilite, dove i rifiuti vengono scaricati su autocarri pesanti o semitrailer di elevata capacità (fig. 50.2.a), attrezzati per effettuare una compattazione dei rifiuti stessi; altre volte, i rifiuti sono scaricati dentro appositi container, compattati e successivamente prelevati da motrici che provvedono a trasportarli a destinazione (figg. 50.2.b–.c).

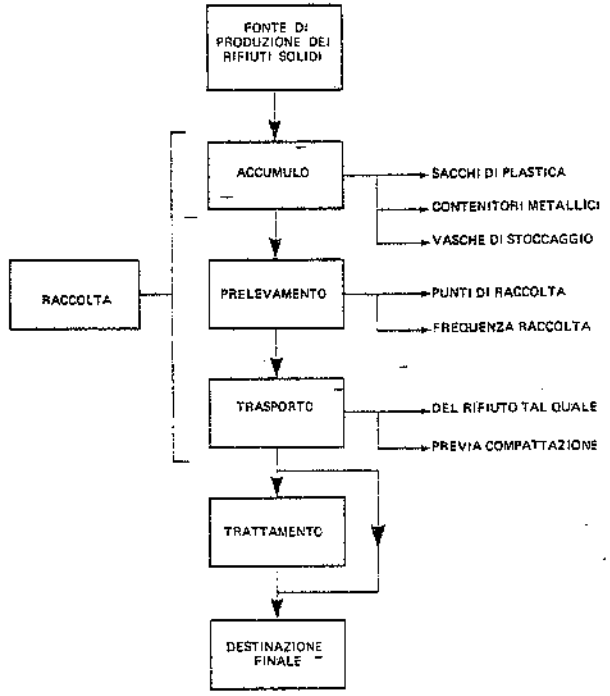


Fig. 50.1 – Operazioni connesse alla gestione dei rifiuti solidi.

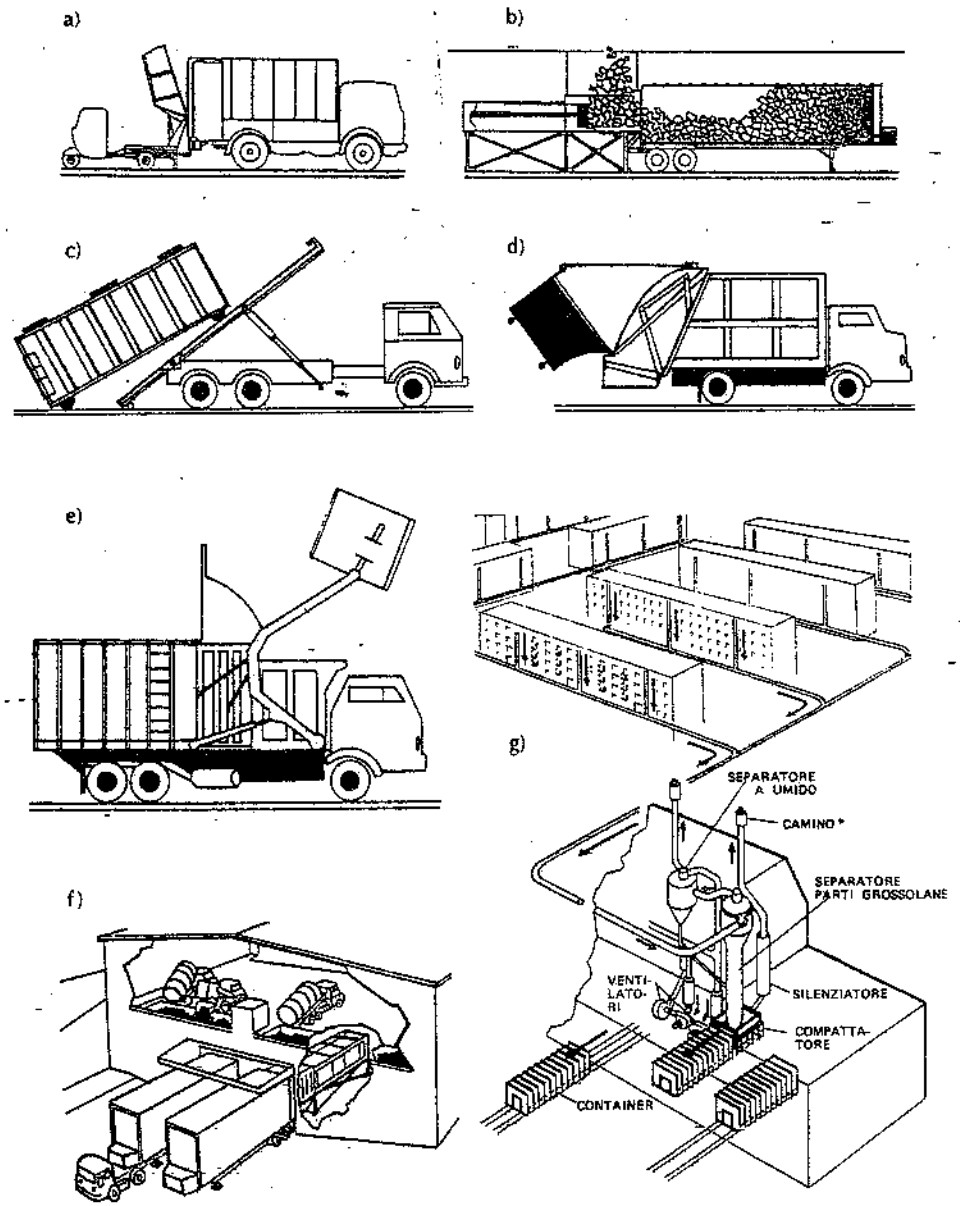


Fig. 50.2 – Alcune modalità di trasporto dei rifiuti solidi urbani.

I contenitori "di zona" o cassonetti sono vuotati sul posto da appositi autocarri di elevata capacità, anch'essi in grado di effettuare la contemporanea compattazione dei rifiuti (figg. 50.2.d–.e).

La compattazione dei rifiuti, cui sopra si è fatto cenno, aumenta il peso specifico in mucchio dei rifiuti stessi da 0,1÷0,2 t/m^3 a 0,4÷0,8 t/m^3, consentendo di ridurre il volume ed i costi del trasporto successivo.

Quando la distanza fra i punti di produzione dei rifiuti e l'impianto di smaltimento è notevole, si realizzano stazioni di trasferimento intermedie presso le quali i rifiuti vengono compattati ed eventualmente anche frantumati; quindi caricati su veicoli veloci (carri ferroviari, autotreni, ecc.) e trasportati alla destinazione prestabilita (fig. 50.2.f).

Sono stati anche realizzati impianti di raccolta e trasporto dei rifiuti con sistemi pneumatici: la fig. 50.2.g esemplifica un sistema di raccolta e trasporto pneumatico dei rifiuti solidi urbani fino ad un centro di raccolta dove si provvede alla loro compattazione e quindi all'allontanamento tramite mezzi stradali e ferroviari.

Il trattamento dei rifiuti costituisce il punto chiave della gestione dei rifiuti solidi e deve essere risolto a seguito di uno studio di fattibilità e di convenienza dei vari sistemi di smaltimento adottabili in relazione alle caratteristiche del rifiuto da trattare.

Non è infatti pensabile una soluzione generalizzata per i rifiuti urbani e industriali, caratterizzati da proprietà in genere diverse; né esiste un'unica soluzione ottimale per i rifiuti urbani e una per i rifiuti industriali. In realtà, vi sono più soluzioni possibili per gli uni e per gli altri, da scegliere fra quelle di seguito descritte o come combinazione di alcune di esse.

In linea generale, la scelta dello smaltimento razionale deve tenere conto dei fattori economici, ecologici, energetici (7). Questi fattori sono strettamente interconnessi e la tecnica di smaltimento ottimale è quella che li soddisfa tutti e tre nel miglior modo possibile.

La destinazione finale dei rifiuti, ovvero di quello che resta dopo il loro trattamento, è strettamente legata alla tecnica adottata e risulterà ovvia o sarà precisata nella descrizione delle singole tecniche di smaltimento.

50.5. TECNICHE DI SMALTIMENTO DEI RIFIUTI URBANI

1. Discarica non controllata

Se pur vietato, è purtroppo un sistema di smaltimento ancora diffuso in Italia: i rifiuti vengono abbandonati in località quasi sempre inadatte, dove subiscono un lungo e lento processo di trasformazione naturale. Gli inconvenienti igienici, ecologici, estetici che ne derivano sono evidenti. Per non parlare della diffusa pratica della cernita manuale effettuata abusivamente fra le immondizie a cielo aperto al fine di

(7) Prescindiamo qui da ogni pur valida considerazione in merito a politiche che semplifichino il problema a monte, vale a dire che favoriscano l'utilizzazione di prodotti e l'impiego di tecnologie caratterizzati da una minor produzione di scarti e rifiuti. Obiettivo, questo, perseguito – come si è detto – dalle direttive europee e presente nell'emanando decreto legislativo sui rifiuti solidi.

recuperare materiali ancora utilizzabili: cernita che si svolge in condizioni igieniche inaccettabili.

Parimenti da abolire sono, per i centri costieri, gli scarichi dei rifiuti in mare aperto.

II. Discarica controllata

La discarica controllata (o, con terminologia anglossasone, *sanitary landfill*) consiste nello smaltimento dei rifiuti, secondo precise indicazioni, in aree scelte alla luce di considerazioni di natura geologica, igienica, urbanistica e paesaggistica.

Per la formazione di tali discariche si ricorre sovente a cave esaurite o a fosse naturali; altre volte si adotta la tecnica del sovralzo: strati di rifiuti alternati a strati di terreno vengono disposti a formare avvallamenti e colline (figg. 49.21 e 50.4).

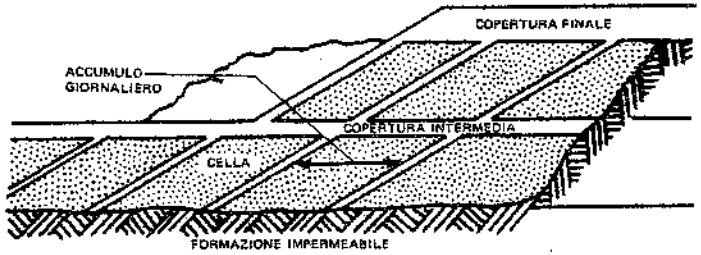


Fig. 50.3 – Costituzione tipica di un sanitary landfill.

I criteri da seguire nella formazione di una discarica controllata sono:

a) i rifiuti giornalmente accumulati e compattati (spessori massimi 2÷2,50 m) devono essere ricoperti con uno strato di terra rullata dello spessore di 15÷20 cm (fig. 50.3);
b) lo strato di copertura finale deve avere uno spessore minimo di 0,60 m;
c) fra discarica e centri abitati devono sussistere una distanza e una disposizione reciproca rispetto ai venti dominanti che impediscano agli odori, alle polveri, alla carta ed alla plastica di raggiungere, durante le operazioni di scarico e messa in sito, gli insediamenti urbani;
d) ogni accorgimento va preso per evitare l'inquinamento chimico e microbiologico delle acque di falda e superficiali: tale contaminazione deriva dall'effetto dilavante delle acque meteoriche sui rifiuti depositati, dallo scolo dei liquami da essi prodotti e dalla diffusione di gas sviluppati a seguito della loro decomposizione (principalmente anidride carbonica e metano).

Quest'ultimo inconveniente si evita con un accurato studio idro-geologico della zona da utilizzare e osservando le seguenti precauzioni:

- scelta di terreni distanti da acque superficiali o con caratteristiche di impermeabilità affidabili (evitando, per esempio, i terreni calcarei a favore di quelli argillosi);
- installazione di teloni di plastica – spessore 1 o 2 mm – sulla base e sui fianchi della discarica, nonché come copertura finale della stessa a riempimento ultimato (fig. 50.4);
- formazione, con la terra di riporto, di superfici leggermente inclinate per facilitare il deflusso delle acque meteoriche;
- predisposizione di un idoneo drenaggio per asportare le acque di dilavamento ed i liquami;

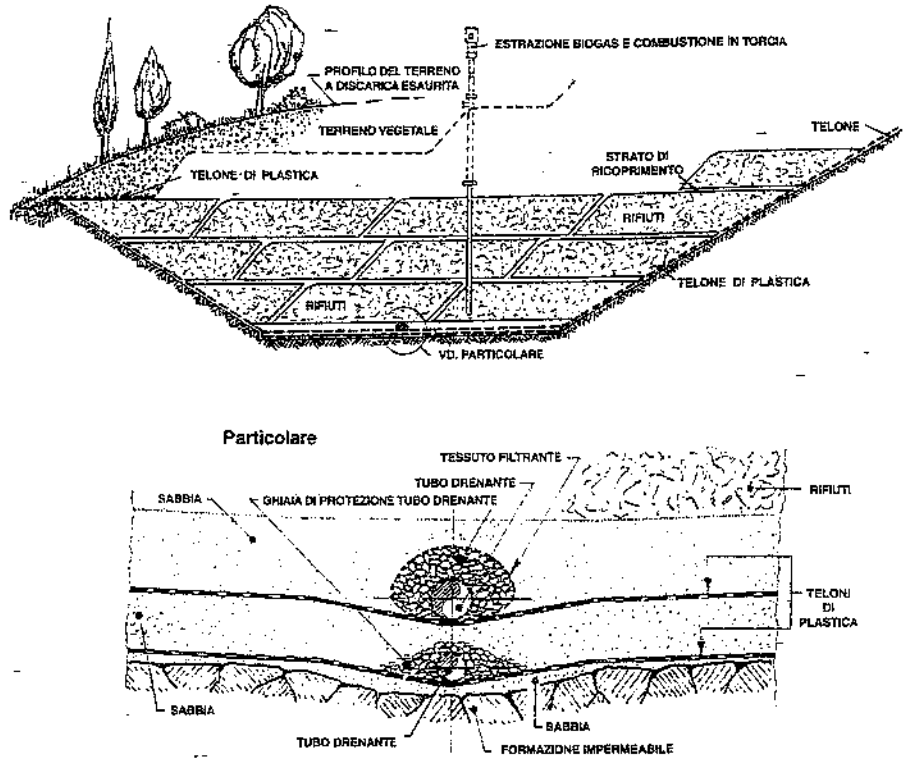


Fig. 50.4 – Sezione trasversale di una discarica per rifiuti solidi urbani.

- trattamento dei percolati prima dello scarico;
- installazione di dispositivi per la captazione ed il recupero del biogas; nel caso in cui non risulti praticabile una utilizzazione energetica del biogas captato, questo deve essere bruciato in loco mediante torce, preferibilmente ad accensione automatica (8);

Esaurita la capacità della discarica, il sito interessato può essere recuperato – dopo un periodo di alcuni anni – destinandolo a verde pubblico, parcheggi, campi da gioco, ecc.

Il sanitary landfill è tecnicamente il metodo di smaltimento più semplice e flessibile. Inoltre, richiede modesti costi di impianto e di esercizio e risolve in modo igienicamente valido il problema dello smaltimento dei rifiuti (naturalmente a condizione che siano osservate le prescrizioni ecologiche in merito alla formazione della discarica).

(8) I dispositivi di smaltimento del biogas devono essere mantenuti in esercizio anche dopo la chiusura della discarica.

Per contro, presenta i seguenti svantaggi:
- necessità di aree molto vaste e distanti dai centri abitati;
- perdita indiscriminata dei prodotti "riciclabili" presenti nei rifiuti;
- pericolo di dispersione di carta, plastica, odori, vapori e gas (questi ultimi in parte tossici o nocivi).

Un miglior sfruttamento degli spazi disponibili può essere ottenuto con la frantumazione preliminare del rifiuto e/o con la sua compattazione: queste soluzioni hanno avuto in alcuni paesi notevoli sviluppi.

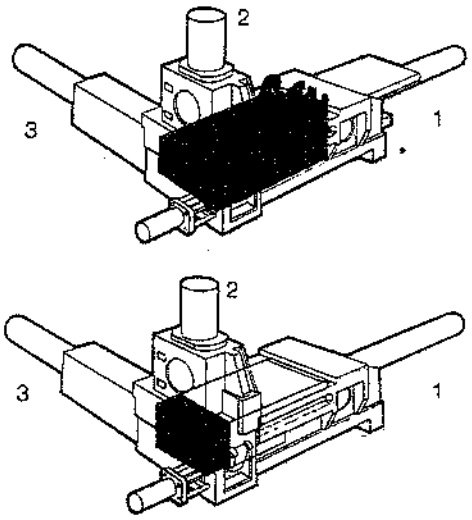
La già citata deliberazione del comitato interministeriale 27 luglio 1984 classifica le discariche in relazione al tipo di rifiuti stoccati e precisamente:

1) *discariche di prima categoria*, destinate ai rifiuti solidi urbani ed assimilati, nonché ai fanghi non tossici e nocivi provenienti da impianti di depurazione delle acque di scarico urbane o aventi caratteristiche analoghe;
2) *discariche di seconda categoria, tipo A*, possono esservi smaltiti rifiuti inerti, quali materiali da costruzione o provenienti da demolizioni, vetri, ecc.;
3) *discariche di seconda categoria, tipo B*, per rifiuti speciali derivanti da attività produttive;
4) *discariche di seconda categoria, tipo C*, destinate a rifiuti tossici e nocivi aventi determinate caratteristiche di pericolosità (sono esclusi quelli ospedalieri, infiammabili, liquidi od in grado di reagire con acqua o acidi e basi sviluppando gas e vapori tossici);
5) *discariche di terza categoria*, per i rifiuti tossici e nocivi più pericolosi (9).

Per ogni tipo di discarica sono precisati i requisiti costruttivi e gestionali da rispettare. In particolare, l'ubicazione, le caratteristiche geologiche e geotecniche della località, la captazione del percolato, lo smaltimento del biogas, l'esercizio, la sistemazione finale dell'area. Ovviamente, all'aumentare della pericolosità dei rifiuti le prescrizioni risultano più severe: basti dire che, nel caso delle discariche di terza categoria, i rifiuti devono essere contenuti in recipienti a chiusura ermetica, sigillati e posati in bacini di cemento armato; gli impianti devono essere recintati, protetti da sistemi di allarme ed antincendio, presidiati 24 ore su 24.

III. Compressione

Questa tecnica consiste nella pressatura dei rifiuti in blocchi parallelepipedi (fig. 50.5), al fine di ridurne il volume iniziale e facilitarne il trasporto. La compressione dei rifiuti prolunga in sostanza la vita utile delle discariche e riduce i costi di trasporto.



1-2-3: Prima, seconda e terza compressione.

Fig. 50.5 – Compressione di rifiuti solidi in blocchi parallelepipedi.

(9) In Italia, le popolazioni oppongono forti resistenze all'apertura di queste discariche; tanto è vero che conviene pre-trattare i rifiuti pericolosi "inertizzandoli", in modo da renderli accettabili nelle discariche di seconda categoria, tipo B o C.

Un particolare sistema di compressione prevede il rivestimento dei blocchi di rifiuti con rete metallica e la successiva immersione in miscela bituminosa (fig. 50.6): in tal modo, i blocchi resistono meglio agli agenti esterni e possono essere messi in discarica senza altra ricopertura.

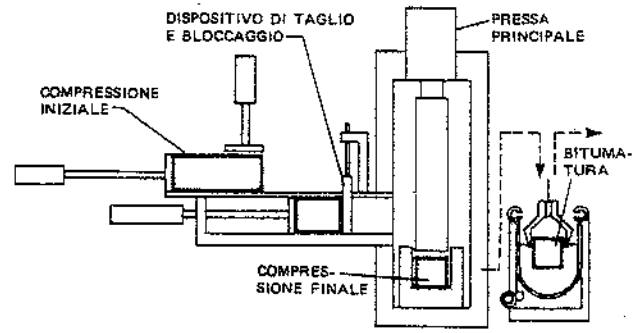


Fig. 50.6 – Schema del ciclo di compattazione dei rifiuti solidi con rivestimento bituminoso finale.

Il processo si presta anche per lo smaltimento di taluni rifiuti industriali. Il suo costo, però, è tutt'altro che trascurabile, anche per gli oneri derivanti dal necessario trattamento dei liquami che si producono in conseguenza della compressione dei rifiuti. Pertanto, l'adozione di questo processo va preventivamente confrontata con i risparmi che esso consente nel costo dei trasporti, tenendo inoltre conto dell'eventuale impiego dei blocchi compressi per opere pubbliche (in quest'ultima evenienza non si può escludere a priori che, con il tempo, il rivestimento esterno si deteriori, con conseguenti pericoli di inquinamento del suolo da parte dei rifiuti).

IV. Incenerimento

L'incenerimento consiste nella riduzione in scorie (scorificazione) dei rifiuti solidi per combustione controllata al fine di ottenere un residuo stabile ed inerte.

La fig. 50.7 riporta lo schema dei forni più correntemente impiegati per l'incenerimento dei rifiuti solidi urbani. Essi sono:
- forni a griglia fissa (fig. 50.7.a), adatti per piccoli impianti a conduzione manuale (potenzialità massima 200 kg di rifiuti/ora per unità);
- forni a griglia mobile (fig. 50.7.b), cioè con avanzamento automatico dei rifiuti in fase di combustione: si impiegano per potenzialità variabili da 200 a 20.000 kg di rifiuti solidi all'ora per forno.

Inoltre, si utilizzano – anche per i rifiuti solidi – i forni a cilindro rotante ed a letto fluido già considerati per l'incenerimento dei fanghi (figg. 49.19 e 49.20).

La scelta del forno dipende essenzialmente dalla quantità di rifiuti da incenerire e dal potere calorifico degli stessi.

A quest'ultimo proposito, precisiamo che interessa il potere calorifico inferiore (pci) determinato su campioni essiccati in corrente d'aria a circa 100°C. Alla luce di tale parametro, si può considerare la seguente classificazione dei rifiuti:

- pci > 3000 kcal/kg (12 MJ/kg): il rifiuto costituisce un vero e proprio combustibile (difficilmente però i rifiuti urbani superano 2500 kcal/kg ≈ 10 MJ/kg);
- pci = 1500÷3000 kcal/kg (6÷12 MJ/kg): il rifiuto brucia senza alcun apporto di calore esterno;
- pci = 1000÷1500 kcal/kg (4÷6 MJ/kg): per bruciare senza apporto di calore esterno, si devono adottare accorgimenti particolari;
- pci < 1000 kcal/kg (4 MJ/kg): non è più possibile l'autocombustione del rifiuto.

La fig. 50.8 riporta lo schema di un impianto-tipo per l'incenerimento di rifiuti solidi. Sono visibili:
- la fossa per la raccolta dei rifiuti;
- il carroponte con benna per il caricamento del forno;
- la tramoggia di carico;

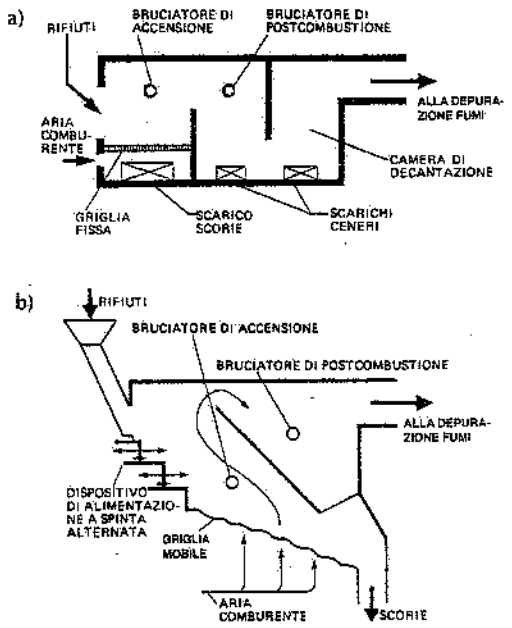


Fig. 50.7 – a) schema di forno a griglia fissa; b) schema di forno a griglia mobile.

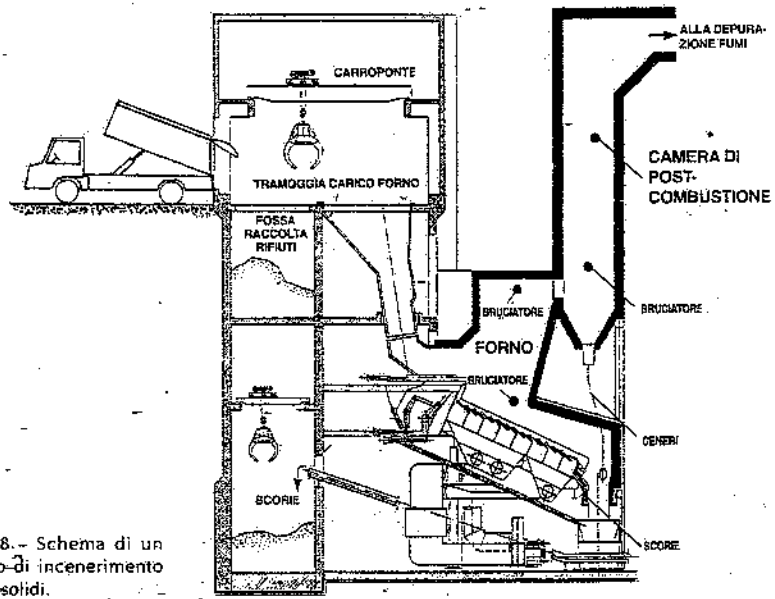


Fig. 50.8. – Schema di un impianto di incenerimento di rifiuti solidi.

- la camera di combustione con la griglia mobile;
- i bruciatori di accensione e di combustione;
- la camera di postcombustione e relativo bruciatore;
- lo scarico delle scorie, la cui destinazione finale è la discarica controllata, eventualmente previo recupero delle parti ferrose.

La tecnica di incenerimento del rifiuto *tout venant* consente i seguenti vantaggi:
- riduzione dell'80÷90% del volume dei rifiuti;
- distruzione delle componenti tossico-nocive e dei microrganismi patogeni;
- neutralizzazione delle componenti putrescibili.

Presenta, per contro, i seguenti svantaggi:
- notevoli costi di investimento e di esercizio;
- presenza nelle emissioni gassose di composti tossici derivati (dato che i rifiuti contengono materie plastiche clorurate), per cui occorrono sistemi di depurazione dei fumi altamente efficienti (sistemi peraltro disponibili sul mercato, con possibilità di controllare in tempo reale la loro efficacia);
- notevoli problemi di corrosione nei gruppi termici;
- distruzione di materiali riciclabili.

Inoltre, la variabilità della qualità e delle proprietà chimico-fisiche dei rifiuti provoca fluttuazioni dei regimi di combustione, i quali condizionano il corretto funzionamento delle unità di incenerimento.

Anche per gli impianti destinati all'incenerimento dei rifiuti il legislatore italiano ha prescritto delle condizioni vincolanti alla installazione ed alla gestione; tra le più importanti si ricordano:

1) potenzialità minima dell'impianto: 100 t/giorno di rifiuti (se con più linee in parallelo, ciascuna deve avere potenzialità almeno pari a 50 t/giorno);
2) inceneritori dotati di camera secondaria di combustione (camera di post-combustione) che rispetti i seguenti valori operativi:
   - tenore di ossigeno: ≥ 6% in volume
   - velocità media dei gas: ≥ 10 m/s
   - tempo di contatto: ≥ 2 s
   - temperatura dei fumi: > 950°C (10).

La prima condizione è evidentemente ispirata dalla necessità di evitare il proliferare di piccoli impianti di incenerimento la cui gestione è costosa e poco controllabile; la temperatura di almeno 950°C è richiesta al fine di eliminare i prodotti tossici organici della combustione, quali diossine e furani (11).

È infine necessario sottolineare che il residuo risultante dall'incenerimento, correntemente individuato con il termine "scorie", deve essere inviato in discariche di seconda categoria, tipo B. Sono invece tossici e nocivi – per la presenza di metalli pesanti quali Cd, Hg, Cu, Zn e, potenzialmente, di sostanze organiche policlorurate (PCDD e PCDF) – le polveri ed i fanghi residui dopo la depurazione dei fumi a valle degli inceneritori: devono quindi essere destinati alle discariche di seconda categoria, tipo C. Stante la cronica carenza di quest'ultimo tipo di discariche, si devono inertizzare polveri e fanghi (mediante additivazione di leganti quali cemento o calce) per poterli smaltire nelle discariche di seconda categoria, tipo B.

(10) Tale temperatura deve superare i 1200°C per i rifiuti urbani, speciali e tossico-nocivi con un contenuto in cloro organico superiore al 2%.

(11) Trattasi di sottoprodotti dell'incenerimento a bassa temperatura; si formano sui 300-400°C e vengono distrutti a 700-800°C.

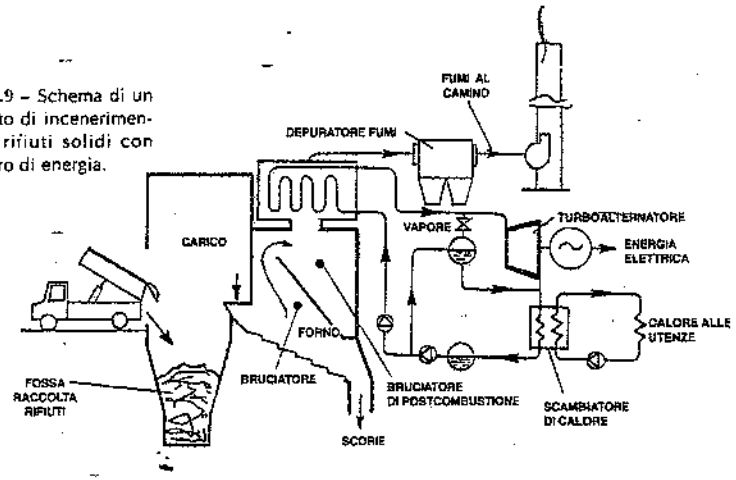


Fig. 50.9 – Schema di un impianto di incenerimento dei rifiuti solidi con recupero di energia.

V. Incenerimento con recupero di energia

Negli impianti di maggiore potenzialità, l'incenerimento dei rifiuti è accoppiato a un recupero dell'energia disponibile per produrre calore e/o energia elettrica (fig. 50.9).

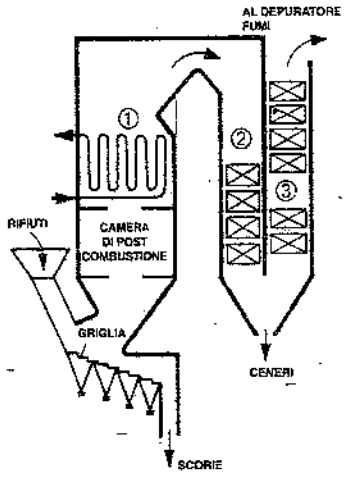
Tale recupero è ottenuto con caldaie (fig. 50.10) che sfruttano l'energia termica dei fumi per produrre vapore, con il quale si può produrre energia elettrica e/o alimentare utenze industriali e civili.

Per un corretto funzionamento del recupero è necessario che l'utilizzazione abbia un ciclo di assorbimento continuo, ed è questa la difficoltà che può condizionare il recupero di energia.

Paradossalmente, può infatti accadere che la quantità di energia (termica od elettrica) producibile non trovi una integrale utilizzazione in termini economicamente proponibili.

È tipico il caso del riscaldamento centralizzato di agglomerati urbani, effettuato utilizzando l'energia termica prodotta con la combustione dei rifiuti: caso in cui la stagionalità dell'utilizzazione impone l'adozione di un'apparecchiatura per lo smaltimento in atmosfera del calore di supero.

In linea di massima, da 1 kg di rifiuti si ottiene almeno 1 kg di vapore. Nel caso della generazione di energia elettrica, in impianti di discreta potenzialità (200-250 tonnellate di rifiuti al giorno) può essere mediamente prodotto 1 kWh per ogni 2,5÷4 kg di rifiuti inceneriti: ovviamente, il costo di esercizio e di ammortamento della parte di impianto che presiede alla trasformazione del vapore in energia elettrica, e quindi il costo unitario di quest'ultima, va comparato con le tariffe che l'ENEL è disposta a pagare per tale energia.



1. Evaporatore – 2. Surriscaldatore – 3. Economizzatore.

Fig. 50.10 – Forno di incenerimento con caldaia di recupero a vapore.

A fronte degli svantaggi sopra esposti, il recupero di energia termica od elettrica – equamente "vendibile" – costituisce l'aspetto positivo della tecnica di smaltimento in esame, consentendo anche una riduzione dei costi di esercizio.

Ma lo smaltimento dei rifiuti mediante incenerimento e recupero di energia è andato assumendo un interesse crescente anche per i seguenti motivi:

- la migliorata efficienza dei sistemi di depurazione dei fumi e la possibilità di un controllo in tempo reale della efficacia di tali filtri (12);
- il sistema dell'incenerimento consente di smaltire anche i rifiuti tossici e nocivi e di distruggere microrganismi patogeni, fitofarmaci, diossine e furani contenuti nei rifiuti in ingresso;
- le ceneri e le scorie residue rappresentano meno del 15÷20% del volume dei rifiuti introdotti nei forni e quindi le annesse discariche (sempre necessarie) hanno una durata più lunga (13).

VI. Pirolisi

La pirolisi è un processo che provoca la decomposizione chimico-fisica di una sostanza. Applicata ai rifiuti urbani, essa è paragonabile a una distillazione a temperature variabili da 700° a 1600°C in difetto d'aria.

L'alta temperatura produce la scissione dei prodotti solidi in frazioni la cui composizione ed il cui stato chimico dipendono dalle caratteristiche del prodotto pirolizzato; la carenza di ossigeno comburente impedisce la totale combustione dei prodotti derivati.

In particolare, si possono formare:

- una fase gassosa, costituita essenzialmente da idrogeno, metano, ossido di carbonio, anidride carbonica;
- una fase liquida, contenente composti a medio-basso peso molecolare quali acqua, metanolo, acido acetico, acetone, esteri;
- una fase solida, costituita da un residuo contenente vetro, metalli, carbonio e tutte le altre sostanze non demolibili contenute nel rifiuto di partenza.

In fig. 50.11 sono schematizzati alcuni impianti di pirolisi già realizzati su scala reale.

Il sistema di fig. 50.11.a prevede l'impiego di aria e dà luogo alla produzione di gas combustibile avente un basso potere calorifico in quanto diluito dall'azoto dell'aria comburente.

In fig. 50.11.b è schematizzato un sistema di pirolisi con aria fortemente preriscaldata; la temperatura nella parte inferiore del reattore assicura la formazione di scorie vetrose fuse.

Il processo di fig. 50.11.c prevede la pirolisi dei rifiuti, preventivamente frantumati, con ossigeno puro; con tale tecnologia i gas combustibili prodotti non sono diluiti con azoto e pertanto possono raggiungere poteri calorifici più elevati.

Sia i quantitativi delle tre frazioni suddette, sia i rispettivi poteri calorifici sono

(12) Va da sé che i nuovi impianti di depurazione fumi ad alta efficienza (comprendenti – ad esempio – denitrificazione e adsorbimento di microinquinanti mediante filtri a tessuto previa immissione nei fumi di calce, carbone attivo, ecc.) possono essere installati anche presso impianti di incenerimento realizzati in passato.

(13) Se, come avviene in alcune nazioni europee, è possibile riutilizzare, anche solo in parte, le scorie prodotte dalla termocombustione (citiamo, a titolo di esempio, l'impiego come sottofondo stradale), il volume dei residui si riduce ulteriormente.

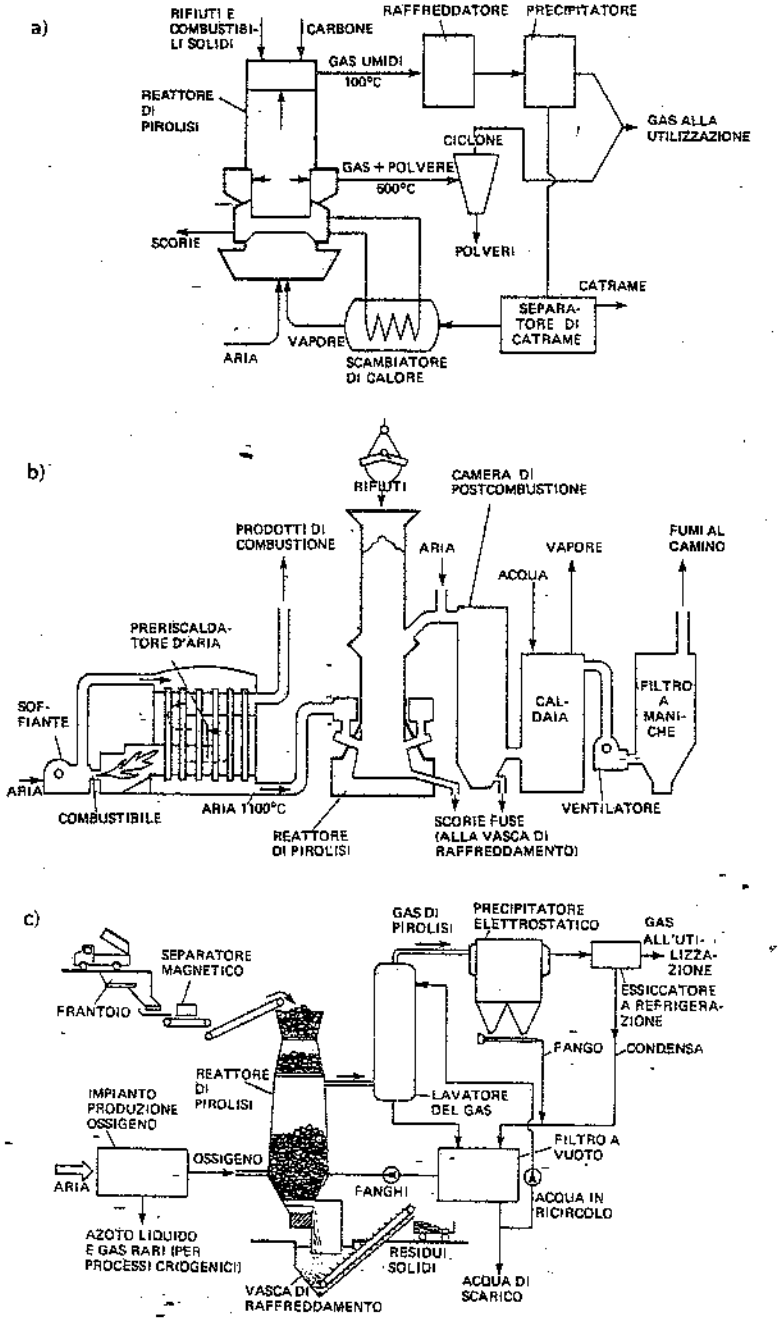


Fig. 50.11 – Schemi di processi di pirolisi per lo smaltimento di rifiuti solidi: a) sistema Pyrogas; b) sistema Torrax; c) sistema Purox.

fortemente influenzati dai parametri tipici della reazione di piroscissione: in particolare, temperatura e tempo di reazione.

I valori minimi dei poteri calorifici si aggirano intorno a 4÷12 MJ/m³ per il combustibile gassoso e 16÷20 MJ/kg per il combustibile liquido.

I prodotti della pirolisi possono avere destinazioni economicamente interessanti, quali: azionamento di turbine a gas, produzione di vapore, immissione nelle reti di distribuzione di gas combustibili.

I vantaggi della pirolisi sono essenzialmente dovuti all'assenza di emissioni inquinanti, ai minimi volumi di residui da smaltire ed alla altissima stabilità chimico-fisica delle scorie (quando siano prodotte allo stato vetroso).

D'altra parte, lo svantaggio più evidente è la complessità dell'impianto, assimilabile a un vero e proprio impianto chimico. Anche per un impianto di pirolisi, infatti, sono necessari materiali di qualità (a causa delle elevate temperature di esercizio) ed apparecchiature di controllo e sicurezza.

VII. Trasformazione in "compost"

La trasformazione dei rifiuti urbani in *compost* ("compostaggio") consiste in un processo di fermentazione e stabilizzazione delle sostanze organiche per azione di microrganismi presenti nei rifiuti o che possono essere loro addizionati. In altre parole, le trasformazioni in compost avvengono attraverso una fermentazione aerobica per opera di batteri mesofili e termofili e di funghi.

A seguito del processo di stabilizzazione, il materiale presenta caratteri organolettici simili a quelli dell'*humus*. Pertanto, il materiale compostato assicura, nel terreno, un'azione preventiva delle erosioni per azione meteorica, un aumento della permeabilità e una migliore conservazione dell'umidità.

Al processo di stabilizzazione si accompagna una riduzione della carica batterica iniziale dei rifiuti (germi patogeni), soprattutto per l'azione termica conseguente al calore che si sviluppa nel processo di trasformazione in presenza di ossigeno.

Il processo (fig. 50.12) avviene a ciclo continuo o discontinuo, generalmente in cilindri ad asse orizzontale in lenta rotazione, detti omogeneizzatori.

In tali cilindri il materiale subisce un rimescolamento che si prolunga per molte ore e provoca la comminuzione delle sostanze organiche. In essi, inoltre, si immette l'aria occorrente per le trasformazioni aerobiche, vale a dire per l'attività delle colonie microbiche contenute nei rifiuti; attività che provoca una specie di processo di "combustione" a spese delle sostanze organiche più facilmente ossidabili per via biologica; conseguentemente, la temperatura dell'intera massa di prodotto contenuta nell'omogeneizzatore sale a 60°÷70°C favorendo la proliferazione dei batteri e dei funghi. Inoltre, si sviluppa anidride carbonica che determina nella massa un ambiente moderatamente acido e quindi atto ad impedire fenomeni di putrefazione. La trasformazione delle sostanze organiche in acidi umici può essere accelerata inoculando ceppi batterici selezionati nel materiale in fermentazione dentro l'omogeneizzatore.

All'uscita dal cilindro il materiale organico viene separato dal resto mediante macchine adatte e disposto all'aria aperta, in cumuli lunghi a volontà aventi sezione trapezia (orientativamente, la base è di circa 3 m, l'altezza di 2÷2,50 m) rimescolati periodicamente con mezzi meccanici perché si raggiunga uno stadio di umificazione sufficientemente avanzato.

Il tempo totale del processo di trasformazione è di alcuni mesi con il metodo naturale e di un mese, o anche meno, con il metodo artificiale.

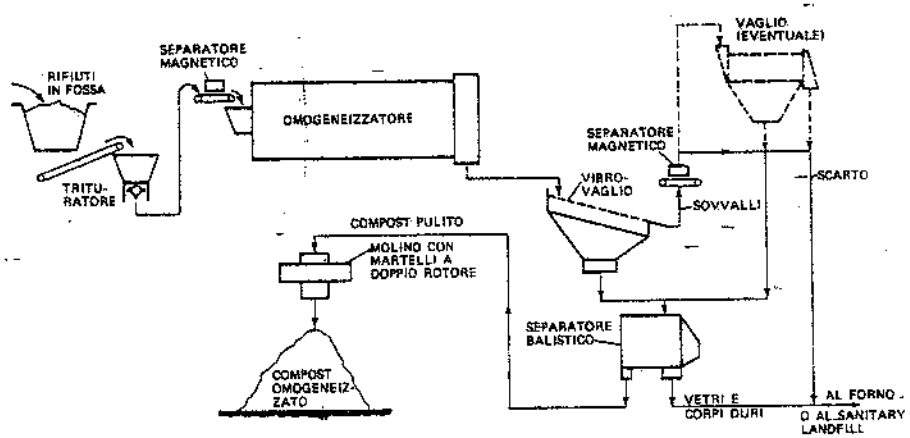


Fig. 50.12 – Schema di processo per la trasformazione di rifiuti solidi in compost. Le fasi "produttive" ai fini di tale trasformazione sono l'omogeneizzazione (con eventuale inoculazione di ceppi batterici dall'esterno per accelerare la fermentazione delle parti organiche) e la maturazione in aia.

L'ottimizzazione del processo si ottiene mediante il controllo dei seguenti parametri:

- dimensioni del rifiuto (una preventiva triturazione dei rifiuti favorisce la fermentazione);
- umidità e peso specifico in mucchio del rifiuto;
- rapporto fra carbonio e azoto (14);
- temperatura;
- pH;
- grado di maturazione finale (15).

Ovviamente, la presenza di sostanze estranee nel prodotto finale della trasformazione pregiudica sia il valore intrinseco, sia la possibilità di impiego dello stesso. Pertanto, le sostanze inorganiche e le materie plastiche dovrebbero essere preventivamente separate da quelle organiche.

Se possibile, la classificazione dovrebbe avvenire già alla fonte, sensibilizzando i "produttori di rifiuti" al fine di mantenere separata la componente organica da quella inorganica: ciò può essere più facilmente realizzato in piccoli insediamenti urbani o in comunità agricole; più difficilmente nei grandi centri abitati. Qui, pertanto, il problema va in genere affrontato per mezzo di impianti di classificazione del rifiuto *tout venant*.

La fig. 50.13 riporta lo schema a blocchi di due possibili cicli di produzione di compost.

(14) Il rapporto ottimale N/C si aggira intorno a 1/15÷1/25; talvolta, il prodotto ottenuto viene arricchito con componenti inorganici contenenti P, N, K.

(15) È dimostrato che un compost non perfettamente trasformato, disperso nel terreno, completa la maturazione a spese delle sostanze nutritizie presenti nel terreno stesso, producendo un impoverimento difficilmente rimediabile.

Dall'esame dei due cicli si rileva che: può esserci o meno una frantumazione preliminare del rifiuto; sono sempre necessarie una vagliatura per allontanare la parte organica dalla inorganica e una separazione magnetica dei materiali ferrosi.

In molti impianti è pure prevista la separazione dei vetri, cocci e residui pesanti in genere, della plastica (la quale degrada solo in tempi lunghissimi) e dei materiali metallici non ferrosi.

È importante considerare la possibilità (e la convenienza) di introdurre in un impianto di compostaggio dei rifiuti solidi i fanghi provenienti dagli impianti di depurazione delle acque nere, preventivamente trattati e disidratati (16), purché privi di sostanze tossiche. L'apporto di fango consente di:

- migliorare il contenuto di umidità del compost ottenuto dai soli rifiuti solidi;
- aumentare il tenore di azoto organico arricchendo il compost;
- smaltire senza costosi trattamenti i fanghi residui della depurazione delle acque cloacali.

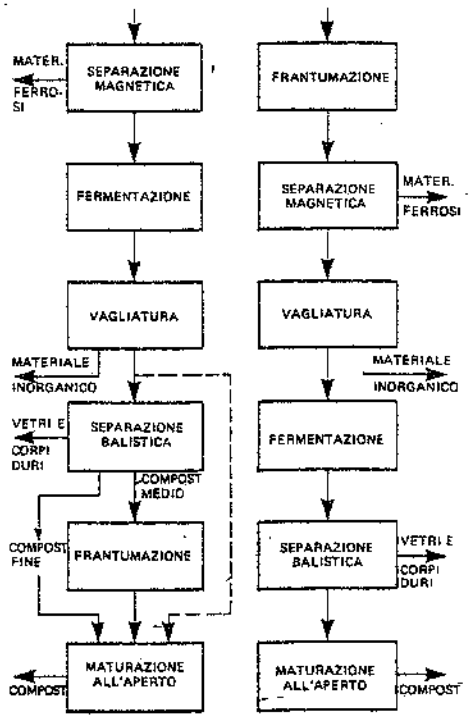


Fig. 50.13 – *Flow-chart* di due possibili cicli di trasformazione in compost dei rifiuti solidi.

La trasformazione in compost dei rifiuti urbani permette il recupero delle sostanze organiche presenti nei rifiuti stessi, riducendo di conseguenza il volume del residuo e favorendo la classificazione ed il recupero di altri materiali.

Per contro, i principali svantaggi sono:

- la difficoltà di trovare un mercato per il compost, stante la comprovata e, sotto certi aspetti, giustificata diffidenza degli utilizzatori verso un prodotto che sovente è stato commercializzato con caratteristiche inadeguate e che pertanto viene ancora assimilato al prodotto di partenza (rifiuti);
- la necessità di "lavorare per campagne" in quanto l'impiego del compost in agricoltura è di tipo stagionale: occorrono quindi accumuli ed aree disponibili notevoli;
- la presenza di sostanze tossiche che, sia pure saltuariamente e per errore, possono

(16) Ovviamente, anche i rifiuti agricoli ed alcuni rifiuti industriali (non tossici) possono essere immersi in un impianto di trasformazione in compost.

– venirsi a trovare nei rifiuti "compostati" e costituire una fonte di avvelenamento del terreno;
– la necessità di un incenerimento o di una discarica controllata o di ulteriori fasi di classificazione e recupero per la parte inorganica dei rifiuti.

La più volte citata deliberazione del comitato interministeriale 27 luglio 1984 ha fissato sia le caratteristiche agronomiche, sia i limiti all'uso del compost; in particolare:
• max quantità: 30 t/ha nel triennio;
• divieto d'uso per culture frutticole dopo la fioritura e per prati, pascoli, boschi;
• divieto d'uso per terreni acidi (pH < 6).

Inoltre, il compost non può essere addizionato con elementi fertilizzanti minerali prima della sua distribuzione agli utilizzatori.

VIII. Riciclaggio o recupero

Il recupero o riciclaggio costituisce una tecnica di smaltimento dei rifiuti solidi basata su una cernita meccanizzata degli stessi, avente lo scopo di separare i diversi tipi di materiali contenuti nei rifiuti, in vista di una loro riutilizzazione immediata, qualora soddisfino i necessari requisiti igienico-sanitari, o dopo adeguati trattamenti di trasformazione. In altre parole, si tratta di una selezione dei rifiuti volta al recupero dei materiali in essi contenuti al fine di una riutilizzazione o come materia prima o come prodotti di base per altre lavorazioni.

Il riciclaggio si presenta quindi come una tecnica rivolta verso la conservazione delle risorse (mediante l'impiego di materiali riciclati in sostituzione di materie prime), oltre che verso la salvaguardia dell'ambiente (mediante una riduzione al minimo dei residui inutilizzabili).

Essa è resa attuale dal fatto che una parte significativa dei rifiuti solidi è formata da materiali di valore non trascurabile.

Per dare un'indicazione del valore energetico del riciclo, riportiamo la tab. 50.V che mette a confronto l'energia necessaria per produrre alcuni metalli partendo da minerali con quella occorrente partendo dagli stessi metalli recuperati.

Tabella 50.V – Valore energetico del riciclo di alcuni metalli.

Mercato	Fabbisogno di energia per la produzione				Risparmio di energia	
	da minerale		da metallo riciclato			
	kcal/g	kJ/g	kcal/g	kJ/g	kcal/g	kJ/g
Alluminio	44,2	185,0	1,7	7,1	42,5	177,9
Rame	11,6	48,6	1,5	6,3	10,1	42,3
Ferro	3,7	15,5	1,4	5,9	2,3	9,6
Magnesio	78,1	327,0	1,6	6,7	76,5	320,3
Titanio	108,5	454,3	45,1	188,8	63,4	265,4

In realtà, nei rifiuti solidi urbani sono sempre presenti, in percentuali variabili da un caso all'altro e da paese a paese, i seguenti materiali (fig. 50.14):
– carta, cartoni, legno;
– sostanze organiche;
– metalli ferrosi;
– metalli non ferrosi (a base di rame, piombo, zinco, alluminio, ecc.);
– materie plastiche;
– vetri.

Verso il recupero di tali sostanze, o di una loro parte, si orienta la tecnica del riciclaggio.

In linea generale, un impianto di recupero può comprendere le seguenti classificazioni dei rifiuti (fig. 50.15):
– separazione dei materiali ferrosi;
– selezione delle sostanze organiche;
– separazione della carta e della plastica;
– separazione dei vetri.

Con procedimenti successivi è peraltro possibile separare la carta dalla plastica; selezionare i vetri di diverso colore; produrre compost. È stata inoltre attuata con successo l'utilizzazione della quota parte dei rifiuti a maggior potere calorifico come combustibile ausiliario da addizionare ai combustibili fossili nelle grandi centrali termiche e termoelettriche. A tale combustibile solido si dà sovente il nome di R.D.F. (da *Refu-*

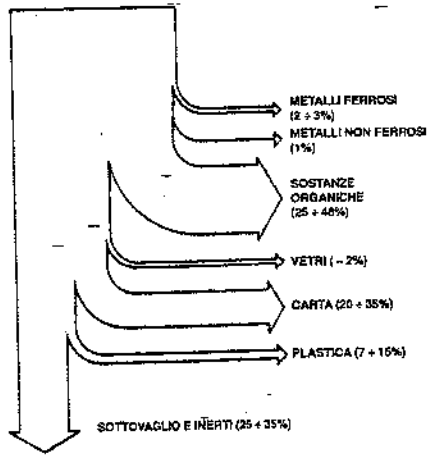


Fig. 50.14 – Materiali presenti nei rifiuti solidi urbani. Le percentuali effettive variano con la composizione merceologica dei rifiuti.

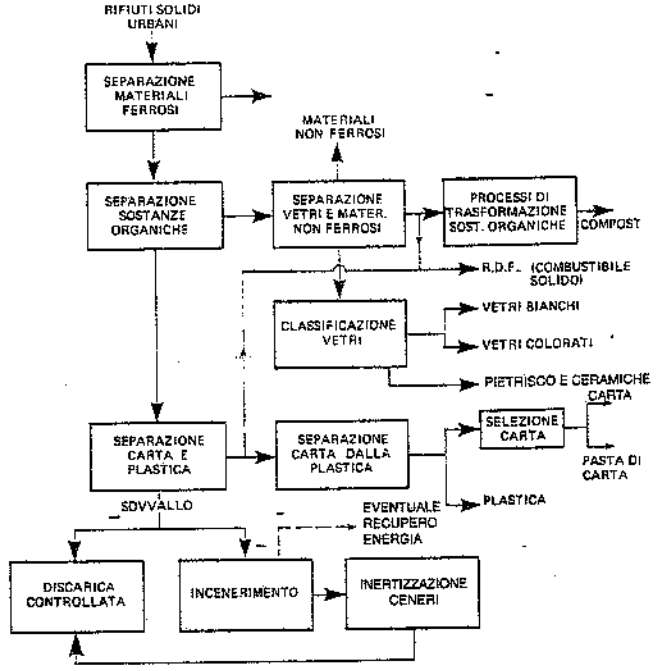


Fig. 50.15 – Schema a blocchi di un impianto di recupero per i rifiuti solidi urbani.

se Derived Fuel): la tab. 50.VI fornisce un'indicazione del suo potere calorifico e consente di confrontarlo con quello di altri combustibili.

La percentuale di combustibile ausiliario, alimentato pneumaticamente nelle caldaie, non supera il 20% del totale, anche per limitare i rischi di corrosioni da parte dei vapori acidi che si sviluppano nella combustione delle materie plastiche.

Tabella 50.VI – Poteri calorifici medi di alcuni combustibili.

–	kcal/kg	MJ/kg
Carbone	6.000	25
Metano	11.500	48
Olio combustibile	9.500	40
Legno, lignite	1.500÷4.400	6÷18,5
R.S.U. (1)	1.200÷2.500	5÷10
R.D.F. (2)	2.500-3.500	10÷15

(1) Rifiuti solidi urbani, la cui composizione (e conseguentemente anche il relativo potere calorifico) varia a seconda dell'area geografica e con le stagioni.

(2) Combustibile derivato da rifiuti solidi urbani. Dalla combustione di 1 kg di R.D.F. si può ottenere 1,2÷2,3 kg di vapore oppure 0,3÷0,4 kWh di energia elettrica.

Il sovvallo, cioè il residuo inutilizzabile o non più selezionabile, viene avviato – per motivi igienico-sanitari – all'incenerimento o in discarica controllata.

Il riciclaggio può essere spinto sino alla produzione di semilavorati. Per esempio, la carta recuperata può essere trattata in *pulper* per produrre pasta per carta da imballo.

Riportiamo due esempi di impianti di riciclaggio che adottano tecnologie diverse di trattamento e realizzano finalità anch'esse diverse di riutilizzo dei prodotti riciclabili.

1. Impianto di riciclaggio con produzione di combustibile solido (fig. 50.16) in quantitativi pari al 50÷60% del peso totale dei rifiuti in arrivo; tale combustibile viene alimentato nella camera di combustione di caldaie per la generazione di vapore, insieme a carbone in polvere.
2. Impianto di riciclaggio con produzione di pasta di carta (fig. 50.17) in quantitativi pari al 20% della massa di rifiuti trattati. I sovvalli vengono inceneriti, unitamente ai fanghi provenienti dall'impianto municipale di trattamento delle acque nere e dalla depurazione delle acque reflue dell'impianto di riciclaggio.

Le difficoltà che si frappongono alla diffusione della tecnica del riciclaggio sono le seguenti:

- un impianto di riciclaggio è tanto più complesso (e costoso) quanto più è spinto il recupero dei materiali; pertanto, il prezzo dei materiali recuperati non si discosta molto dal prezzo delle materie prime naturali, le cui qualità ed omogeneità, per di più, sono normalmente superiori;
- i processi tecnologici finora sviluppati sono basati sull'impiego di materie prime naturali e spesso non consentono l'utilizzazione di materiali di recupero;
- sussistono non poche difficoltà al reimpiego di materiali recuperabili dai rifiuti, quali i *vetri* (occorrerebbe separarli almeno in base al colore) e le *materie plastiche* (risulta difficile impiegare questo "recupero" nelle normali tecnologie del settore in quanto i tipi di plastica sono molto diversi e spesso incompatibili fra di loro).

Per aggirare le difficoltà connesse al recupero dei materiali riutilizzabili dai rifiuti urbani, si è fatto ricorso ad una soluzione più razionale e cioè alla *raccolta differen-*

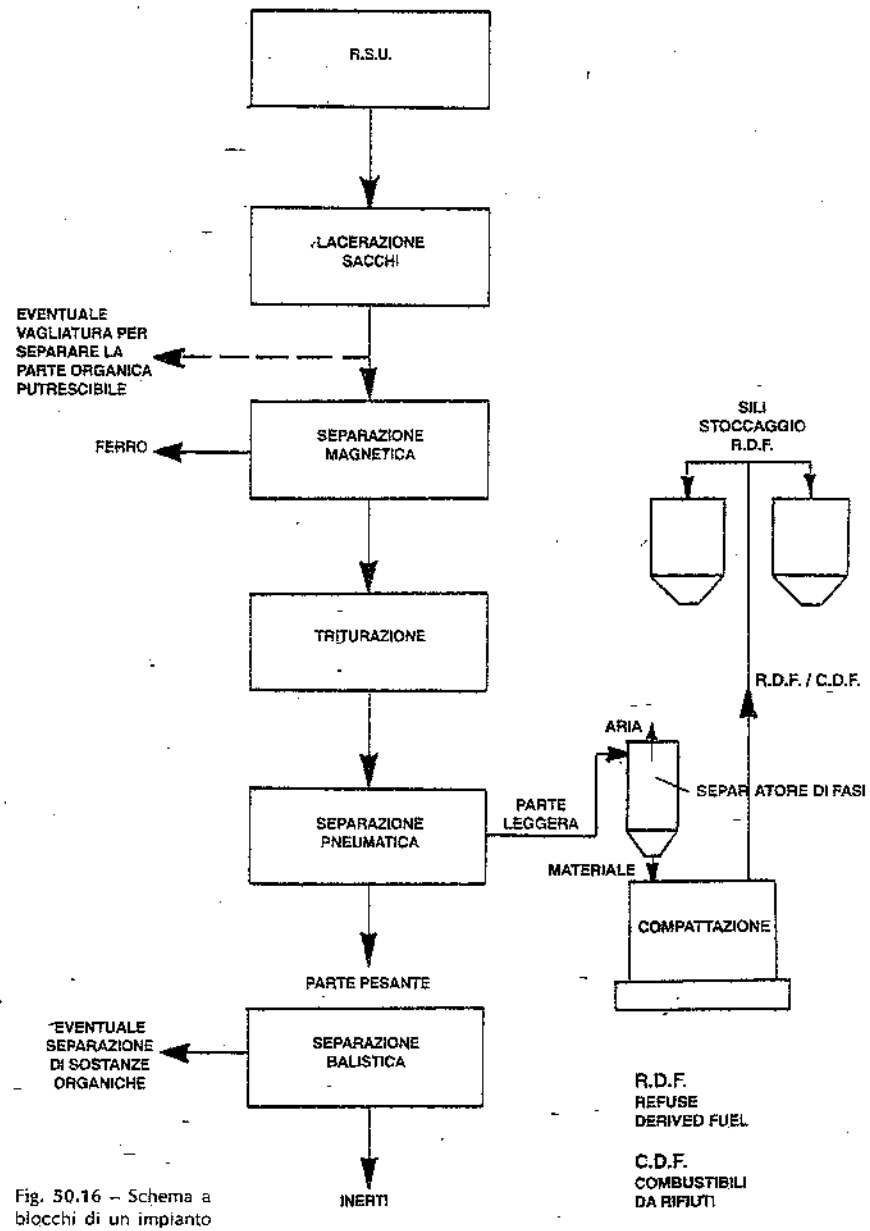
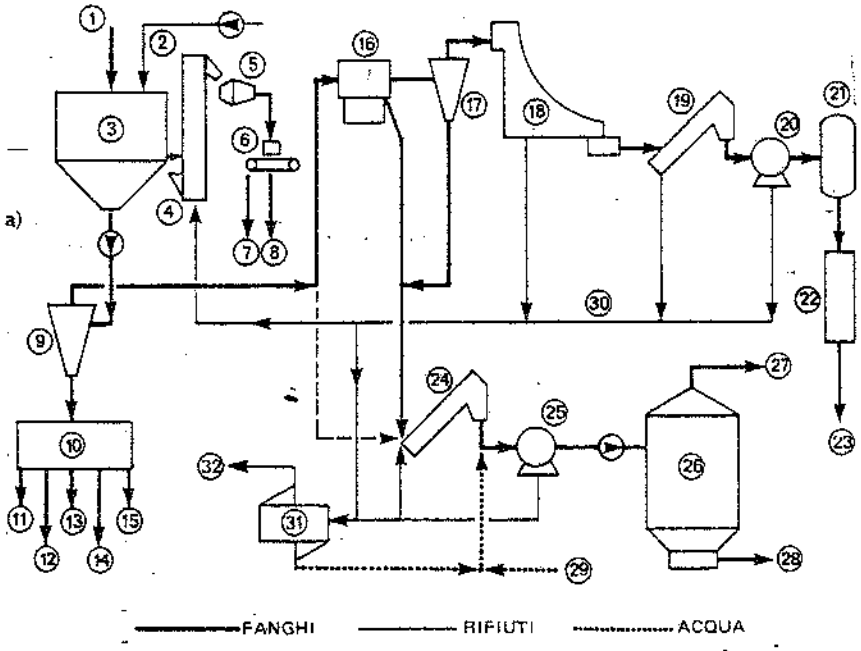


Fig. 50.16 – Schema a blocchi di un impianto di riciclaggio con produzione di combustibile solido.

a)



1. Rifiuti solidi – 2. Acqua di alimento – 3. Idropulper – 4. Separatore meccanico – 5. Pulitore – 6. Separatore magnetico – 7. Metalli non ferrosi – 8. Metalli ferrosi – 9. Ciclone a liquido – 10. Impianto recupero vetri – 11. Vetri bianchi – 12. Vetri colorati – 13. Vetri misti – 14. Metalli magnetici – 15. Metalli non magnetici – 16. Vaglio (separa residui di plastica, vegetali, ecc.) – 17. Ciclone a liquido (separa parti fini di materiali pesanti) – 18. Separatore a piano inclinato – 19. Ispessitore – 20. Pressa – 21. Accumulo – 22. Torre di lavaggio e sbianca – 23. Pasta di carta – 24. Cilindro a vite – 25. Pressa – 26. Forno a letto fluido – 27. Al depuratore fumi – 28. Ceneri – 29. Eventuale alimentazione di fanghi urbani – 30. Acqua riciclata – 31. Depuratore dell'acqua di scarico – 32. Alla fogna.

b)

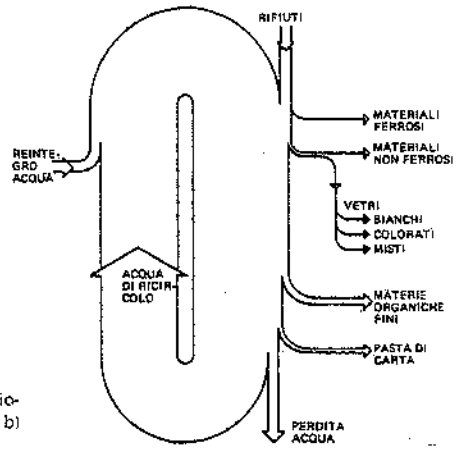


Fig. 50.17 – Impianto di riciclaggio con produzione di pasta di carta: a) schema del processo; b) flusso dei materiali.

ziata. Questa consiste, com'è noto, nella selezione alla sorgente di produzione dei rifiuti, facendo leva sul senso civico dei cittadini, ai quali si chiede di separare i rifiuti per tipologie omogenee (metalli, carta, vetri, plastica, ecc.).

Purtroppo, è statisticamente dimostrato che la raccolta differenziata consente di recuperare, dalla massa totale dei rifiuti prodotti, non più del 30÷35%: ne consegue che il restante 70÷65% di rifiuti deve essere comunque smaltito o, ancora, nei suddetti impianti di riciclaggio o ricorrendo alle altre tecnologie dianzi citate (in particolare, l'incenerimento con recupero energetico).

50.6. TECNICHE DI SMALTIMENTO DEI RIFIUTI INDUSTRIALI

In genere, la problematica inerente ai rifiuti industriali si discosta sensibilmente da quella dei rifiuti urbani.

Innanzitutto, il rifiuto industriale è sovente diverso dal rifiuto urbano, essendo strettamente legato alle singole lavorazioni produttive: per questo motivo, i rifiuti raccolti in un comprensorio industriale possono avere composizione diversa da quelli di altri comprensori, anche vicini al primo. Inoltre, certi rifiuti industriali sono più aggressivi nei confronti dell'ambiente e quindi il loro smaltimento risulta più delicato.

Ovviamente, quando i rifiuti di origine industriale hanno composizioni simili a quelle dei rifiuti urbani, sono applicabili gli stessi sistemi di trattamento adatti per questi ultimi; negli altri casi, si deve ricorrere a trattamenti che, se pure simili a quelli già descritti, richiedono macchinari con caratteristiche particolari o, quanto meno, accorgimenti e varianti da individuare caso per caso in base al tipo di rifiuto disponibile.

Le tecniche di smaltimento dei rifiuti industriali adottabili in pratica sono le seguenti:
- incenerimento;
- compostaggio;
- discarica controllata;
- riciclaggio.

1. Incenerimento

L'incenerimento dei rifiuti industriali costituisce la soluzione più logica quando gli stessi sono facilmente combustibili o fortemente tossici.

Gli inceneritori impiegati per i rifiuti industriali sono sovente diversi da quelli per rifiuti urbani e vengono in genere scelti fra i seguenti:
- forni a griglia fissa (fig. 50.7.a);
- forni a griglia mobile, con o senza tamburo finitore (fig. 50.18);
- forni a piani (fig. 49.18);
- forni a cilindro rotante (fig. 49.19);
- forni a letto fluido (fig. 49.20).

I forni a griglia fissa, come già abbiamo detto a proposito del loro impiego per l'incenerimento dei rifiuti solidi urbani, sono adatti per piccole quantità e per materiali con temperature di fusione superiori a quelle della camera di combustione.

I forni a griglia mobile sono adatti per rifiuti aventi composizione e pezzatura eterogenee.

Gli altri tipi di forni sono impiegati per incenerire particolari tipi di rifiuti industriali, quali solidi in pezzatura minuta facilmente fusibili e fanghi.

Tutti i forni suddetti consentono l'iniezione in camera di combustione mediante opportuni bruciatori, di limitate quantità di oli esausti, melme, liquidi contenenti inquinanti organici, ecc.

Per ottenere l'ossidazione completa dei gas a molecola complessa che si producono in camera di combustione, occorre che la temperatura degli stessi raggiunga un valore minimo prefissato, generalmente non inferiore a 800÷900°C, in presenza di un sufficiente tenore di ossigeno, con adeguata turbolenza e per un tempo sufficiente (da assicurare con un'eventuale camera di post-combustione). Temperatura di esercizio, tempo di ritenzione, regime di combustione e forma della camera di combustione devono essere definiti in base alle caratteristiche dei rifiuti da smaltire.

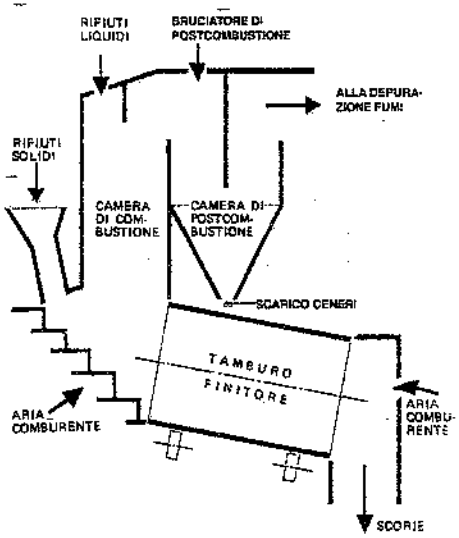


Fig. 50.18 – Schema di un forno a griglia meccanizzata con tamburo finitore.

In ogni caso, l'inceneritore deve essere provvisto di sistemi di depurazione dei fumi. In generale, questi ultimi vengono raffreddati e quindi trattati per via chimico-fisica, per eliminare gli effluenti gassosi (acidi, idrocarburi, ecc.) e le polveri in essi contenuti. L'incenerimento di certi prodotti può comportare rilevanti problemi di corrosione sia dei refrattari sia dell'impianto di depurazione dei fumi: si impone pertanto un'accurata scelta dei materiali da impiegare.

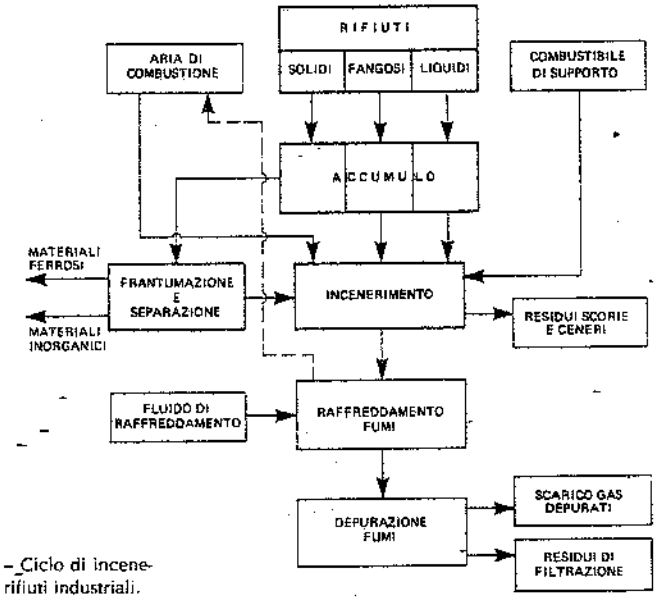


Fig. 50.19 – Ciclo di incenerimento di rifiuti industriali.

La fig. 50.19 riporta lo schema a blocchi di un impianto di incenerimento di rifiuti industriali.

2. Compostaggio

I rifiuti industriali di tipo organico od assimilabili al rifiuto urbano, in particolare i residui delle lavorazioni dell'industria alimentare, delle pelli, del cuoio e della carta, possono essere destinati alla produzione di compost, secondo la tecnologia già descritta a proposito del compostaggio del rifiuto urbano.

3. Discarica controllata

Per una vasta gamma di rifiuti industriali, la discarica controllata rappresenta il metodo ottimale di smaltimento. Infatti, per sostanze classificabili come inerti (scorie e ceneri, polveri, sabbia, materiali di demolizione, ecc.) non sono economicamente praticabili altre soluzioni.

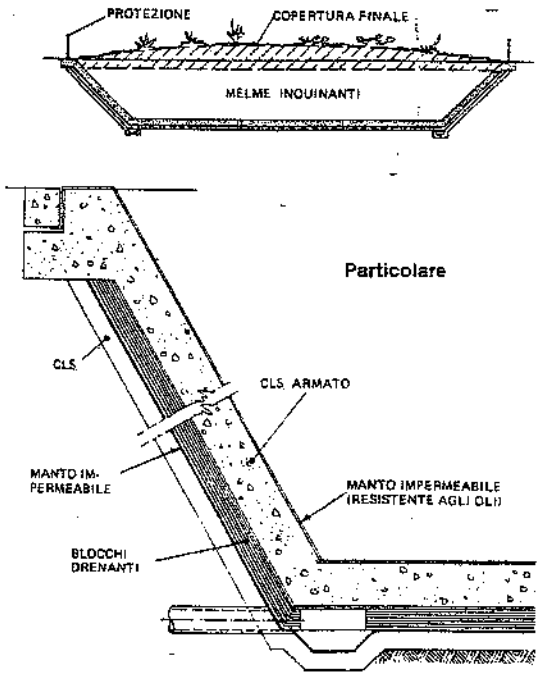


Fig. 50.20 – Vasca impermeabilizzata per rifiuti industriali inquinanti.

I criteri di scelta delle aree destinate a sanitary landfill sono pressappoco gli stessi già citati per le discariche di rifiuti urbani: in effetti, le esigenze sono le stesse. Anche la modalità di sfruttamento della discarica è la stessa della discarica per rifiuti urbani.

Ovviamente, il tipo di discarica da realizzare – fra quelli previsti dalla normativa – dipende dalle specifiche caratteristiche dei materiali da smaltire e dai siti disponibili. In mancanza di questi ultimi e qualora i rifiuti non risultino trattabili con altri metodi (per esempio, il riciclaggio), si deve ricorrere alla discarica in vasche impermeabilizzate di cui la fig. 50.20 fornisce un esempio illustrativo.

Una siffatta struttura, completata da pozzetti di controllo e di raccolta degli scoli, assicura un margine di sicurezza sufficiente per la prevenzione degli inquinamenti del sottosuolo.

4. Riciclaggio

Certi rifiuti industriali sono suscettibili di essere riciclati in forma diretta o indiretta, nell'ambito stesso delle industrie o presso impianti specializzati nella rigene-

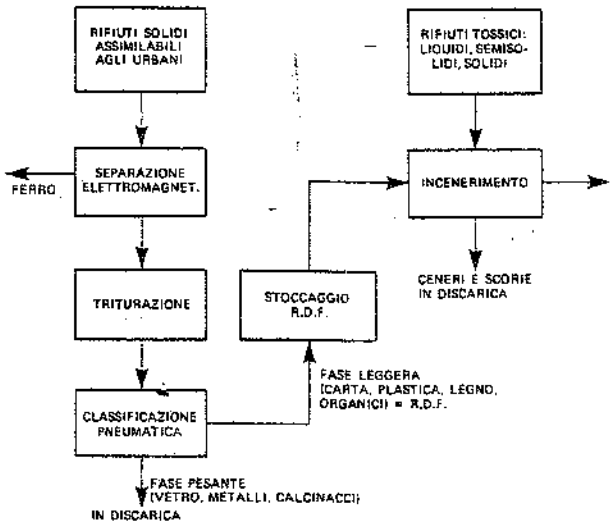


Fig. 50.21 – Schema di un impianto integrato per lo smaltimento di rifiuti industriali.

razione e nel riutilizzo. È il caso dei materiali metallici di scarto, della carta, degli stracci.

A livello industriale, il prodotto riciclato incontra comunque due ostacoli spesso insormontabili: il costo della rigenerazione e la qualità per lo più scadente del prodotto rigenerato.

Una possibile alternativa, desumibile dall'analogo trattamento dei rifiuti urbani, si può intravedere nella produzione di combustibile solido dai rifiuti classificati e omogeneizzati.

La fig. 50.21 riporta lo schema di un impianto di smaltimento, con parziale recupero, dei rifiuti di un'industria meccanica.

Sono individuabili i seguenti trattamenti:
- separazione magnetica dei materiali ferrosi;
- triturazione dei rifiuti solidi assimilabili ai rifiuti urbani;
- separazione dei rifiuti organici, carta, plastica e legno per la produzione di combustibile solido;
- incenerimento, con il supporto del combustibile prodotto, dei rifiuti solidi non assimilabili a quelli urbani e di quelli fangosi e liquidi.

50.7. CRITERI DI SCELTA DEL SISTEMA DI SMALTIMENTO

La scelta della soluzione da adottare per lo smaltimento dei rifiuti urbani e industriali deve tenere conto dei seguenti fattori:
- quantità, qualità e dislocazione dei rifiuti da smaltire;

- *investimenti* necessari per l'allestimento degli impianti di trattamento e la predisposizione dei sistemi di raccolta e trasporto;
- *costi* totali di gestione della raccolta, del trasporto e dello smaltimento dei rifiuti (17);
- *fattori ambientali*, vale a dire caratteristiche morfologiche dei terreni a disposizione, presenza di falde acquifere, inquinamenti atmosferici, ecc.;
- *conservazione delle risorse* (energia, materiali, suolo);
- *fattori istituzionali e normativi* (leggi e regolamenti a livello nazionale o periferico, iniziative delle autorità pubbliche locali, ecc.).

L'individuazione della soluzione ottimale è quindi piuttosto complessa e bene si prestano, a tale fine, modelli matematici che prendano in considerazione tutti i dati del problema e precisamente:
- quantità e qualità dei rifiuti da smaltire;
- distanze equivalenti che i rifiuti devono percorrere dalla produzione all'impianto di smaltimento (di solito, si deve decidere fra un certo numero di possibili ubicazioni preventivamente individuate);
- sistemi di raccolta e di trasporto e relativi costi;
- costi delle varie tecnologie di smaltimento in funzione della potenzialità.

In concreto, alla luce delle tendenze più recenti e delle risultanze di impianti già realizzati, si può affermare che le soluzioni più interessanti dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani siano riconducibili alle seguenti (18):
- disposizione in *discariche controllate*, previa triturazione e/o compattazione;
- *incenerimento* con produzione di energia elettrica e/o calore ed invio a discarica di ceneri e scorie inertizzate;
- *riciclaggio* dei materiali che si prestano a un reimpiego come materia prima per successive trasformazioni o utilizzazioni: citiamo, in particolare, la produzione di combustibile solido, compost, pasta di carta;
- *riciclaggio* con raccolta differenziata a monte.

Il riciclaggio – a valle o a monte – richiede in ogni caso la disponibilità di una discarica controllata ed eventualmente di un forno di incenerimento: infatti, una parte dei rifiuti dovrà comunque essere smaltita con una (o entrambe) di tali tecniche, anche se i volumi in gioco risultano ovviamente ridotti.

All'atto pratico, si ritiene che la soluzione ottimale comporti un impianto integrato o misto, vale a dire comprendente due o più sistemi di smaltimento.

La fig. 50.22 riporta schematicamente un esempio del genere, comprendente una linea di compostaggio della componente organica e una linea di incenerimento con recupero di energia per la restante parte di rifiuti. Una variante potrebbe includere anche la raccolta differenziata a monte di determinati tipi di rifiuti (soluzione enfatizzata nell'emanando decreto legislativo sui rifiuti solidi).

(17) Nella valutazione dei costi gestionali si deve tenere conto di ricavi ottenibili dalla commercializzazione delle parti riciclabili per le quali sussista un mercato e/o dalla produzione di energia.

(18) Non includiamo fra le soluzioni più interessanti la pirolisi per mancanza di dati certi e convalidati. Peraltro, tale processo sembra possa offrire prestazioni energeticamente interessanti, atte a compensare la maggior complessità di impianto.

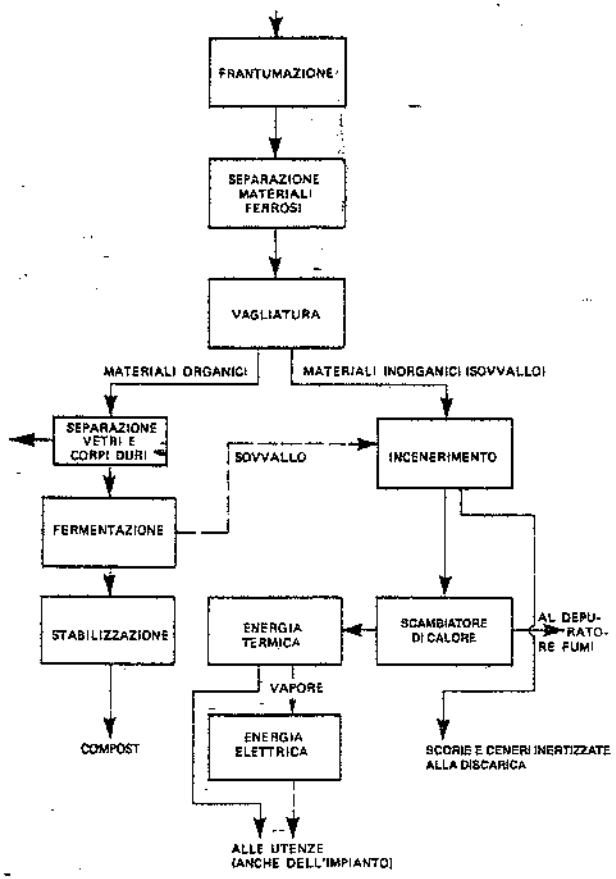


Fig. 50.22 – Schema a blocchi di un impianto integrato di incenerimento di rifiuti solidi urbani, recupero di energia e produzione di compost.

Interessante si prospetta l'avvicinamento dell'impianto di smaltimento dei rifiuti solidi urbani all'impianto di depurazione delle acque nere. Infatti, tale soluzione consente di ottenere i seguenti vantaggi (fig. 50.23):

- risparmiare alcuni trattamenti che sarebbero necessari qualora i due impianti fossero distanti tra di loro;
- sopperire alle carenze di energia endogena dell'impianto di depurazione delle acque, con l'energia prodotta nell'impianto di smaltimento dei rifiuti solidi;
- razionalizzare la gestione dei due impianti;
- migliorare la qualità dei fertilizzanti eventualmente ottenuti dalle sostanze organiche separate dai rifiuti solidi con i fanghi dell'impianto di trattamento delle acque urbane (purché, ovviamente, questi ultimi non contengano sostanze tossiche).

È inoltre consigliabile prevedere la possibilità di smaltire con gli impianti dei

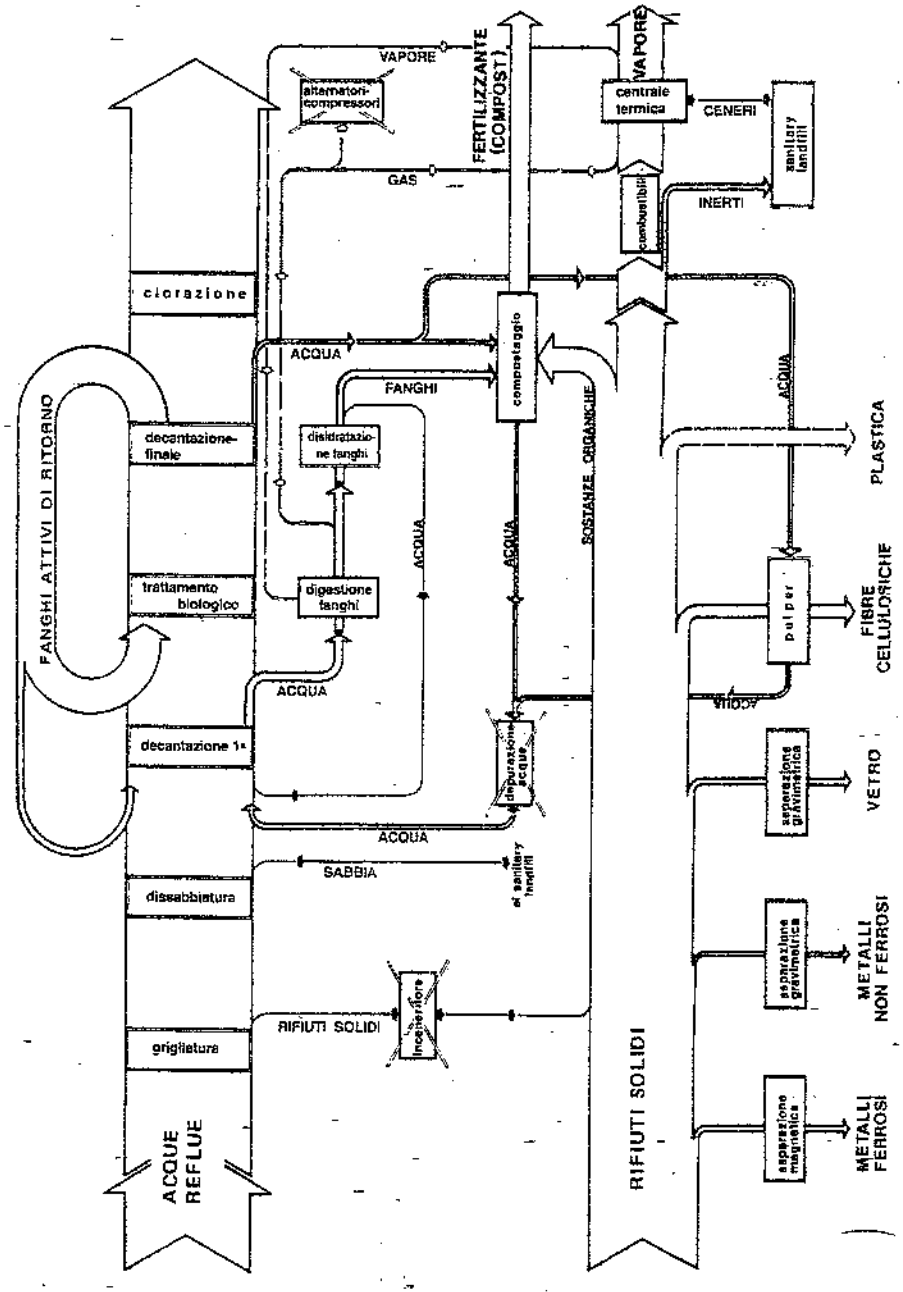


Fig. 50.23 – Visualizzazione delle correlazioni intercorrenti tra un impianto di trattamento di acque nere e un impianto di smaltimento di rifiuti solidi urbani.

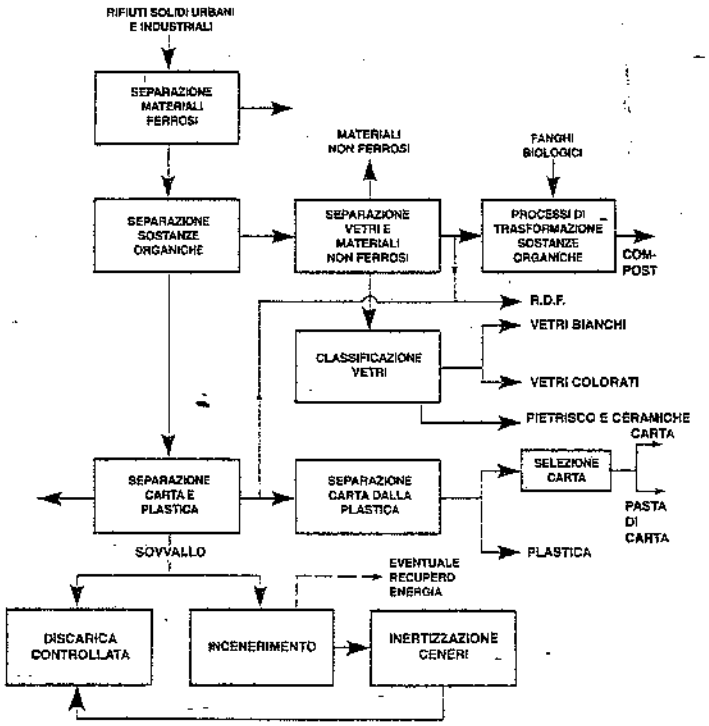


Fig. 50.24 – Schema a blocchi di un impianto di recupero per rifiuti solidi e fangosi di tipo urbano e di rifiuti industriali.

rifiuti solidi urbani anche rifiuti industriali aventi determinate caratteristiche. A titolo esemplificativo, la fig. 50.24 riporta lo schema di un impianto di riciclaggio analogo a quello di fig. 50.15, ma nel quale si è tenuto conto del contemporaneo smaltimento di rifiuti industriali e dei fanghi di risulta dal trattamento di acque nere.

Ovviamente, tale comunione è più difficile quando i rifiuti industriali sono tossici, aggressivi, pericolosi (cianuri, solventi, prodotti clorurati, ecc.). Per questi ultimi, è necessaria la realizzazione di appositi centri di depurazione (v. § 50.9), possibilmente in prossimità degli impianti di smaltimento degli altri tipi di rifiuti.

50.8. MACCHINARI PER IL TRATTAMENTO DEI RIFIUTI SOLIDI

Le varie tecniche di smaltimento dei rifiuti solidi hanno in comune molte operazioni di preparazione o di trattamento vero e proprio dei rifiuti stessi. Ricordiamo, in particolare, le operazioni di frantumazione, triturazione, vagliatura, cernita.

Tali operazioni sono affidate a macchinari specifici, sovente mutuati dalla tecnologia mineraria, dei quali ricordiamo alcuni tipi di impiego corrente.

A) Frantumazione

Per questa operazione – volta a ridurre le dimensioni medie dei rifiuti – si impiegano in genere frantoi a martelli, di cui la fig. 50.25 fornisce lo schema funzionale. Sono peraltro numerosissime le versioni di tali macchine. Le caratteristiche più salienti sono le dimensioni della bocca di carico (si arriva fino a 1,80x2,50 m), la granulometria dei materiali frantumati e la potenza elettrica installata.

Nei cicli di smaltimento dei rifiuti solidi, si effettua sovente una frantumazione primaria (che riduce i rifiuti a dimensioni di 150÷200 m), seguita da una frantumazione secondaria, che dà luogo a rifiuti residui di dimensioni più piccole (10÷40 mm).

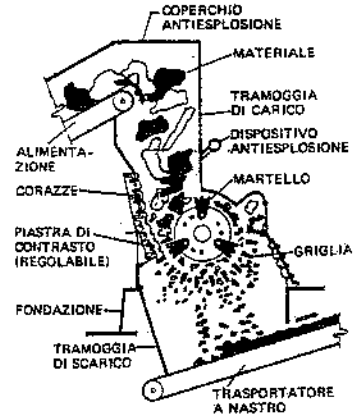


Fig. 50.25 – Frantoio a martelli ad asse orizzontale.

B) Triturazione

Anziché a frantoi a martelli, la frantumazione secondaria può essere affidata ai cosiddetti trituratori. La fig. 50.26 fornisce schemi funzionali dei tipi di trituratori più adottati nel campo dei rifiuti solidi.

In particolare, il trituratore di fig. 50.26.c è adatto per lo spappolamento dei materiali fibrosi e organici in genere e per la separazione dei corpi duri dall'impasto in rotazione, costituito per il 90% circa da acqua.

Su tale principio è basato l'*idropulper* che provvede alla frantumazione primaria dei rifiuti solidi nell'impianto di recupero "a umido" di cui alla fig. 50.17.

C) Vagliatura

La vagliatura è utilizzata per separare i rifiuti – preventivamente frantumati – in due o più classi dimensionali. Si impiegano vagli vibranti a uno o più piani (v. capitolo 26 § 1) oppure vagli a tamburo rotante.

D) Separazione magnetica

Per sottrarre materiali ferrosi dalla massa dei rifiuti si ricorre a separatori magnetici del tipo schematizzato in fig. 22.30.

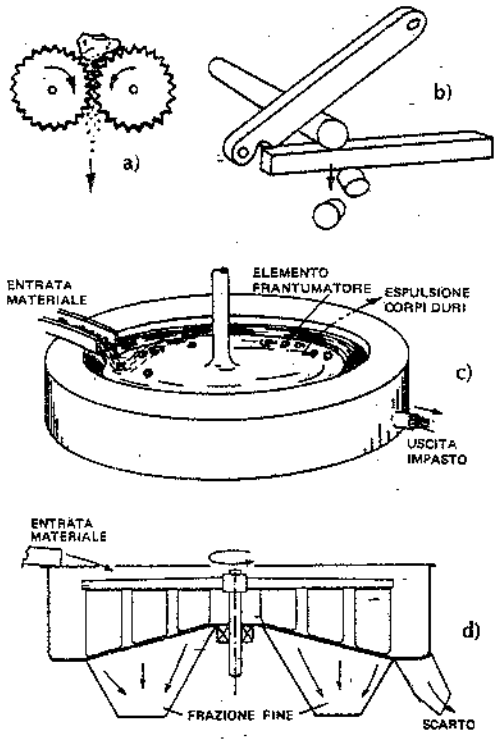


Fig. 50.26 – Schemi di trituratori: a) a cilindri; b) cesoia o troncatrice; c) idropulper; d) raspa.

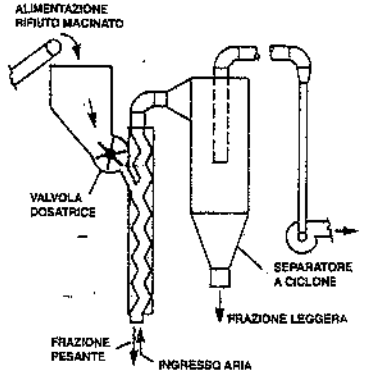


Fig. 50.27 – Classificatore pneumatico per separare frazioni leggere da quelle pesanti.

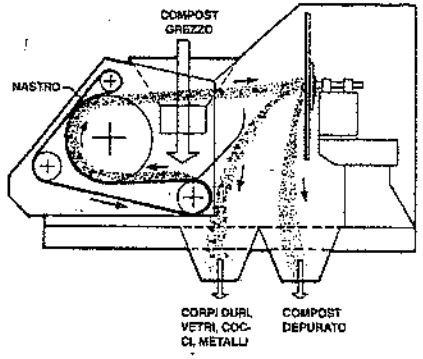


Fig. 50.28 – Separatore a rimbalzo.

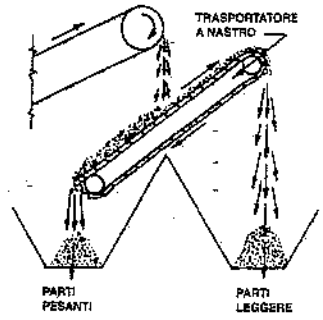


Fig. 50.29 – Separatore a piano inclinato o a gravità.

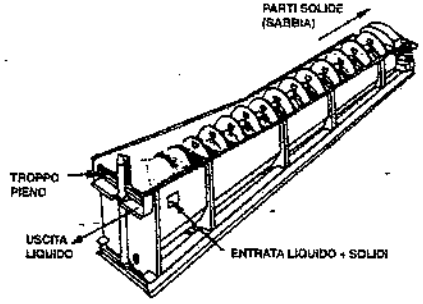


Fig. 50.30 – Separatore a coclea.

E) Cernita

Le operazioni di cernita, che ormai dovrebbero essere esclusivamente di tipo meccanico, consentono la separazione di uno o più materiali dal resto dei rifiuti (19) in base alle caratteristiche dei materiali stessi (dimensioni, peso specifico, forma, ecc.). Fra i tanti dispositivi all'uopo impiegati, ricordiamo:

- i classificatori ad aria (fig. 50.27), adatti per separare le parti leggere dalle parti pesanti; ad esempio, carta, plastica e materiali organici dagli inerti;
- i separatori balistici o a rimbalzo (fig. 50.28), utilizzabili, ad esempio, per separare le parti organiche da quelle inorganiche;
- i separatori a piano inclinato o a gravità (fig. 50.29), nei quali si separano i materiali pesanti dai leggeri;
- i classificatori a coclea (fig. 50.30), atti a separare sostanze solide da liquidi;

(19) In effetti, anche la vagliatura è una operazione di cernita e più precisamente di separazione dimensionale.

- i separatori ottici (fig. 50.31), utilizzati per separare corpi solidi aventi colori diversi: come si può rilevare dalla figura, i materiali, preventivamente ridotti in pezzi più o meno minuti, vengono lanciati da un trasportatore a nastro ad alta velocità in una "camera ottica" adeguatamente illuminata; qui sono installate alcune fotocellule puntate verso altrettante piastre colorate, sistemate in posizioni diametralmente opposte; se i pezzi hanno colore diverso dallo sfondo, varia la luce riflessa sulle fotocellule; il segnale elettrico uscente è amplificato ed impiegato per provocare un getto d'aria compressa che devia i pezzi in direzioni prestabilite.

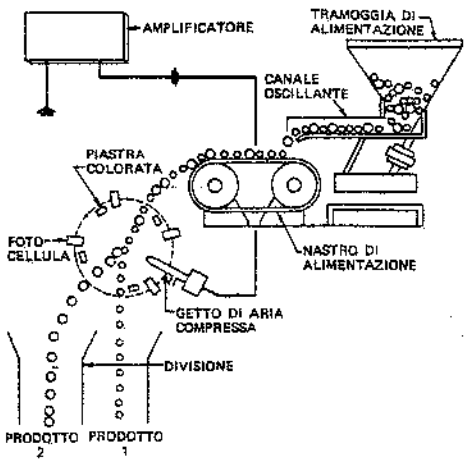


Fig. 50.31 – Principio di funzionamento dei separatori ottici.

50.9. CENTRI DI DEPURAZIONE

I sistemi di smaltimento dei *rifiuti solidi industriali* (e dei *fanghi* provenienti dagli impianti di trattamento delle acque reflue) cui si è fatto cenno nel paragrafo precedente, risolvono il problema di grandi stabilimenti industriali o di consorzi di aziende di un determinato settore.

Non risultano invece economicamente giustificati per i rifiuti solidi delle piccole e medie industrie, così come non lo sono impianti di trattamento di piccole quantità di acque reflue ad elevata tossicità prodotte dalle stesse industrie.

Lo smaltimento di questi scarichi solidi, liquidi e melmosi va affrontato su base consortile, attraverso centri di depurazione (20) in grado di:

- smaltire i rifiuti solidi industriali non assimilabili a quelli urbani;
- trattare i fanghi provenienti dagli impianti tecnologici delle piccole e medie industrie;
- depurare le acque tossiche prodotte in quantità tali da non giustificare un impianto di trattamento presso i singoli stabilimenti produttori.

Conseguentemente, un centro del genere dovrebbe disporre di:

- serbatoi, vasche ed aree per l'immagazzinamento dei rifiuti liquidi, solidi e melmosi in arrivo;
- impianti di depurazione delle acque tossiche (galvaniche, cianurate, cloridriche, acide, basiche, emulsionate, ecc.), nonché delle acque di scarico della piattaforma;
- impianto di trattamento dei fanghi;

(20) Tali centri vengono anche denominati *piattaforme* di depurazione.

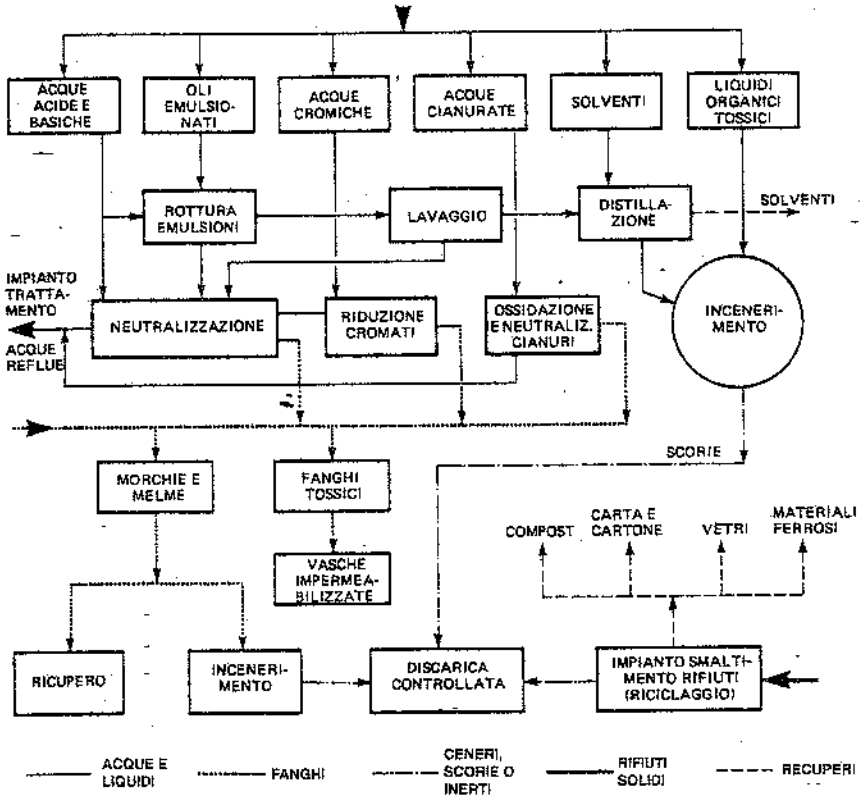


Fig. 50.32 – Schema di principio di una piattaforma di depurazione per rifiuti industriali.

– forni in grado di incenerire liquidi, fanghi e solidi non altrimenti smaltibili;
– una discarica controllata per lo smaltimento dei rifiuti inertizzati.

La fig. 50.32 riporta lo schema a blocchi di un possibile centro di depurazione al servizio di un comprensorio comprendente piccole e medie industrie meccaniche e metallurgiche.

I centri di depurazione trovano la loro ragione d'essere nei seguenti concetti informatori:
– consentono di ridurre i costi di depurazione dei rifiuti solidi, liquidi e melmosi, dal momento che il costo unitario di trattamento di un grande impianto è minore di quello di molti impianti piccoli;
– l'efficienza e l'affidabilità di un grande impianto sono maggiori di quelle di piccoli impianti;
– si sgravano le piccole e medie industrie dalle responsabilità connesse allo smaltimento di rifiuti tossici e si facilita il controllo in merito da parte delle autorità preposte.

50.10. BIBLIOGRAFIA

G. Mantellini, *L'inquinamento del suolo*, Como, Cairoli editore.
A. Giacomini, *Lo smaltimento dei rifiuti solidi*, Roma, Gesualli editore.
U.S. Environmental Protection Agency, *Decision-makers guide in solid waste management.*
N. Drobny, H. Hull, K. Testin, *Recovery and utilisation of municipal solid waste*, Washington, U.S. Government Printing Office.
B.Baum, C. Parker, R. DeBell, G. Richardson, *Solid waste disposal*, Ann Arbor (Michigan), Ann Arbor Science Publishers Inc.
M. Satriana, *Large scale composting*, London, Noyes Data Corporation.
F. Jackson, *Recycling and reclaiming of municipal solid wastes*, London, Noyes Data Corporation.
H. Gotaas, *Compostage et assainissement*, Genève, Organisation mondiale de la Santé.
Black Clawson, Officine Meccaniche Reggiane, Tezuka, Union Carbide, *Cataloghi tecnici.*

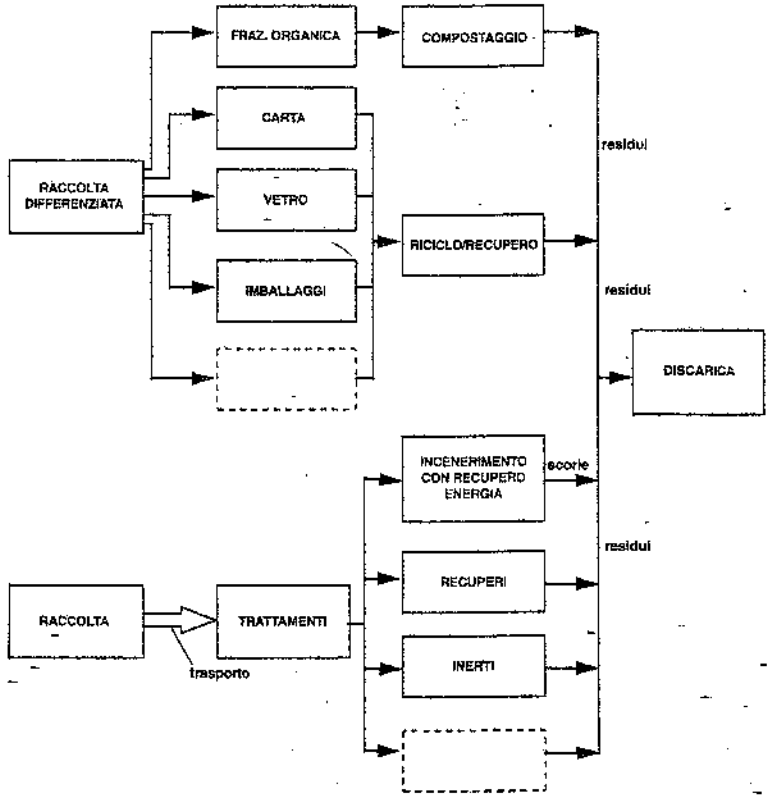


Fig. 50.33 – Principali modalità di smaltimento dei rifiuti solidi urbani.

51. Inquinamento da rumore e metodi di controllo

51.1. CARATTERISTICHE DEL SUONO

Il suono è originato dalle vibrazioni di un corpo solido, liquido o gassoso (*sorgente sonora*) tramesse al mezzo circostante sotto forma di variazioni di pressione (*onde sonore*). Se la sorgente sonora è situata nell'atmosfera, le vibrazioni sono trasmesse all'aria circostante e provocano piccole variazioni della pressione statica rispetto alle condizioni di riposo. Queste variazioni di pressione (*pressione sonora*) sono l'elemento fondamentale nello studio dei fenomeni acustici.

L'orecchio umano è un particolare "ricevitore" di pressione sonora, la quale mette in vibrazione la membrana timpanica: attraverso un complesso sistema meccanico-fisiologico e fibre nervose, le vibrazioni pervengono al cervello dando origine alla sensazione uditiva.

Il rumore può essere definito come un suono non desiderato, in genere sgradevole o dannoso. Oltre che da sorgenti, il suono può provenire, in particolari situazioni, da riflessioni e rifrazioni, per cui le onde sonore si diffondono come se provenissero da più direzioni. Si parla di rumore ambiente proprio con riferimento a tale rumore composito.

Le proprietà fisiche che caratterizzano il suono (e quindi anche il rumore) sono principalmente le seguenti.

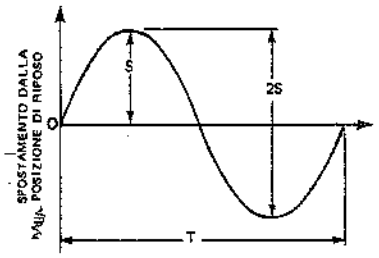
1) *Frequenza* f: numero di variazioni cicliche della pressione nell'unità di tempo, espresso in herzt (1).

Se la sorgente sonora genera una variazione di pressione periodica sinusoidale (fig. 51.1), la frequenza è, per definizione, il numero di cicli al secondo:

$$f = \frac{1}{T} \quad (s^{-1}) \tag{51.1}$$

Il tempo T richiesto per un ciclo completo di escursione della pressione è chia-

(1) L'orecchio umano è sensibile al suono nella gamma di frequenze all'incirca compresa tra 20 Hz e 20.000 Hz. Nella pratica corrente, tale intervallo viene suddiviso in: *basse frequenze* (20÷300 Hz), *medie frequenze* (300÷2000 Hz) e *alte frequenze* (> 2000 Hz); al di sotto di circa 20 Hz si è nel campo degli infrasuoni, al di sopra di circa 20 kHz in quello degli ultrasuoni, gli uni e gli altri non udibili.



S = spostamento massimo o ampiezza;
T = durata di un ciclo in secondi;
f = 1/T = frequenza = numero di cicli al secondo.

Fig. 51.1 – Funzione sinusoidale $\xi = S \operatorname{sen} 2\pi f t$ caratterizzante lo spostamento istantaneo delle molecole in funzione del tempo.

Tabella 51.I – Velocità del suono in alcuni corpi.

Materiale	Velocità (m/s)
Alluminio	5.820
Calcestruzzo	3.700
Acciaio	4.900
Rame	4.500
Vetro	5.000
Piombo	1.260
Stagno	4.900
Acqua pura	1.440
Acqua di mare	1.500
Benzina	1.150
Zinco	3.750
Ammoniaca	415
Anidride carbonica	260
Idrogeno	1.270
Vapore (100°C)	405
Aria a 0°C	331
Aria a 20°C	343

mato *periodo* ed è il reciproco della frequenza. Talvolta, si fa riferimento alla velocità angolare o *pulsatanza* ossia a $\omega = 2\pi f$.

Sempre con riferimento alla fig. 51.1, si può individuare un altro parametro atto a descrivere la vibrazione di un punto (ovvero lo spostamento delle molecole d'aria rispetto alla posizione di riposo) e precisamente lo spostamento massimo o *ampiezza* S.

2) *Velocità di propagazione* c: è la velocità con cui il suono si propaga nel mezzo circostante. Essa dipende dalla natura del mezzo e dalla temperatura di quest'ultimo. La tab. 51.I fornisce la velocità del suono in alcuni mezzi. Con riferimento all'aria, la velocità del suono è data dalla

$$c = \sqrt{\frac{c_p}{c_v}\frac{p_a}{\rho}} = \sqrt{\frac{1{,}4\,p_a}{\rho}} \quad (m/s) \tag{51.2}$$

dove:
p_a = pressione atmosferica (N/m²);
ρ = massa dell'unità di volume (kg/m³);
c_p e c_v = calori specifici dell'aria a pressione e volume costanti (a 15°C, $c_p/c_v = 1{,}4$).

Se si considera l'aria come un gas ideale, la velocità nell'aria dipende solo più dalla temperatura secondo la:

$$c = 20\sqrt{T} = 20\sqrt{273 + t} \approx 331 + 0{,}6\,t \quad (m/s) \tag{51.2bis}$$

dove T è la temperatura assoluta dell'aria in gradi kelvin e t la stessa temperatura in gradi Celsius.

3) *Lunghezza d'onda* λ: è la distanza percorsa nell'atmosfera da un fronte d'onda sinusoidale in un tempo uguale al periodo T:

$$\lambda = cT = \frac{c}{f} \quad (m) \tag{51.3}$$

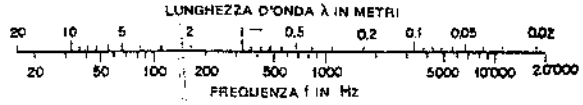


Fig. 51.2 – Relazione fra lunghezza d'onda e frequenza per un suono che si propaga nell'aria a temperatura ambiente.

La fig. 51.2 consente di ricavare le lunghezze d'onda nell'atmosfera per differenti valori della frequenza.

Per i suoni udibili, alla temperatura di 20°C, la lunghezza d'onda di 17,2 m corrisponde al suono di frequenza più bassa (20 Hz), mentre quella di $17{,}2 \cdot 10^{-3}$ m corrisponde al suono di frequenza più alta (20.000 Hz).

Tabella 51.II – Potenze sonore emesse da alcune sorgenti.

Sorgente	Potenza sonora	Livello di potenza sonora
Jet	10 kW	160 dB
Martello pneumatico	1 W	120 dB
Automobile a 80 km/h	0,1 W	110 dB
Pianoforte	20 mW	103 dB
Conversazione normale	20 μW	73 dB
Bisbiglio	0,001 μW	30 dB

4) *Potenza sonora di una sorgente* W: è l'energia sonora totale irradiata dalla sorgente nell'unità di tempo. È misurata in watt.

La tab. 51.II fornisce i valori medi indicativi della potenza sonora di alcune sorgenti.

5) *Intensità sonora* I: è l'energia sonora che attraversa l'unità di area nell'unità di tempo. Consideriamo una sorgente sonora irradiante la potenza W uniformemente in tutte le direzioni: la potenza che attraversa l'unità di area su una sfera di raggio r concentrica alla sorgente sonora (fig. 51.3) diminuisce con l'aumentare del raggio di tale sfera. In altre parole la potenza sonora totale rimane costante, ma poiché l'area racchiudente la sorgente aumenta, l'intensità sonora diminuisce:

$$I = \frac{W}{S} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad \left(\frac{watt}{m^2}\right) \tag{51.4}$$

dove $S = 4\pi r^2$ è l'area totale (m²) della superficie sferica di raggio r concentrica alla sorgente di potenza W.

Ovviamente, se la stessa sorgente di potenza W irradia il suono in una semisfera (come avviene quando la sorgente si trova in prossimità del suolo), la (51.4) diventa:

$$I = \frac{W}{2\pi r^2} \tag{51.4bis}$$

Invece, nel caso di una sorgente lineare di lunghezza infinita che irradia onde cilindriche coassiali con la sorgente, risulta:

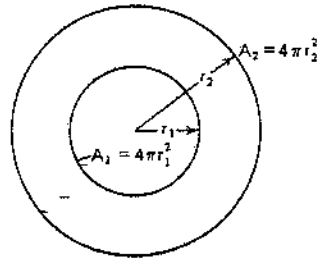


Fig. 51.3 – La potenza sonora attraverso l'unità di area (intensità sonora) diminuisce – a parità di potenza irradiata dalla sorgente – all'aumentare della distanza.

(51.4 ter) $$I = \frac{W_u}{2\pi r^2}$$

dove W_u è la potenza dell'unità di lunghezza della sorgente.

Se la sorgente lineare è prossima al suolo, le onde risultano semicilindriche e la loro intensità sonora vale:

(51.4 quater) $$I = \frac{W_u}{\pi r}$$

6) *Pressione sonora* p *in un punto* è la pressione media dell'aria in un punto (pressione barometrica), praticamente costante almeno per un certo tempo; una sorgente sonora relativamente distante dal punto considerato provoca variazioni, in più o in meno, di tale pressione atmosferica; alla variazione di pressione indotta dalla sorgente sonora, si dà il nome di *pressione sonora*, che rappresenta quindi la differenza fra la pressione totale istantanea e la pressione statica in quel punto. Tale "pressione fluttuante", conseguenza delle vibrazioni dell'aria provocate dalla sorgente sonora, è misurata in pascal = N/m^2.

La pressione sonora in un determinato punto dipende da numerosi fattori, fra i quali il valore della potenza sonora della sorgente, la distanza da quest'ultima, l'assorbimento da parte dell'aria. Non sussiste una corrispondenza univoca tra pressione in un punto e potenza sonora di una sorgente. Soltanto per determinati campi sonori si ottiene una relazione tra queste due grandezze: è così possibile risalire al valore della potenza partendo dalla pressione sonora. Si consideri un campo caratterizzato da una propagazione per onde sferiche, dunque un campo perfettamente libero, in totale assenza di riflessioni: se ρ è la massa dell'unità di volume del mezzo, c la velocità del suono in tale mezzo e p la pressione sonora (di norma si considera il *valore efficace*), l'intensità sonora è data dalla

(51.5) $$I = \frac{p^2}{\rho c}$$

Il prodotto $\rho \cdot c$ è detto *impendenza acustica del mezzo* attraverso il quale si propaga il suono. Per aria alla pressione barometrica di 10^5 Pa ed alla temperatura di 20°C, $\rho \cdot c \approx 400$ kg/m^2·s.

In base alle (51.4) e (51.5), si può scrivere (per un suono che si propaghi in egual misura in tutte le direzioni):

(51.6) $$W = \frac{4\pi r^2 p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Se invece il suono si propaga uniformemente in uno spazio semisferico, la (51.6) diventa:

(51.6 bis) $$W = \frac{2\pi r^2 p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Nel caso di una sorgente lineare nello spazio risulta, indicando con W_u la potenza sonora per unità di lunghezza della sorgente:

(51.6 ter) $$W_u = \frac{2\pi r p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Se la stessa sorgente si trova in prossimità del suolo (e quindi la radiazione sonora interessa uno spazio semicilindrico), risulta:

(51.6 quater) $$W_u = \frac{\pi r p^2}{\rho c} \quad \text{(watt)}$$

Sovente però, una sorgente sonora irradia più rumore in una direzione che in un'altra (2). Si chiama *fattore di direttività* Q_θ il rapporto fra il quadrato della pressione sonora a una data distanza e in una certa direzione θ, ed il quadrato della pressione sonora alla stessa distanza, ma dovuta a una sorgente puntiforme della stessa potenza W:

(51.7) $$Q_\theta = \frac{p_\theta^2}{p_m^2}$$

dove:

p_θ = pressione sonora nella direzione θ;

p_m = pressione sonora di sorgente puntiforme di pari potenza sonora.

Tenendo conto della (51.6), si può scrivere:

(51.8) $$p_\theta = \sqrt{\frac{\gamma c\, Q_\theta W}{4\pi r^2}}$$

L'orecchio umano ed i microfoni normalmente usati danno rispettivamente la sensazione e la misura della pressione sonora; la determinazione della potenza sonora mediante misure di pressione sonora, tenendo conto della direzionalità, è possibile solo attraverso opportune elaborazioni.

7) *Livello di pressione sonora* L_p : anziché la pressione sonora p, si considera di solito il livello di pressione sonora L_p, legato alla prima dalla relazione logaritmica (3):

(51.9) $$L_p = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad \text{(dB)}$$

dove p_0 è una pressione di riferimento convenzionale.

La fig. 51.4 evidenzia tale relazione (oltre che la convenienza della scala logaritmica).

Per definizione, si assume $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa (corrispondente alla soglia media di udibilità di una persona giovane, audiologicamente sana, alla frequenza di 1000 Hz), per cui la (51.9) diventa:

(51.9-bis) $$L_p = 20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} \quad \text{(dB)}$$

(2) La pressione sonora di fronte alla bocca di chi parla, per le alte frequenze (lunghezze d'onda corte) è circa 10 volte la pressione sonora che si registra alle spalle dell'oratore. Alle basse frequenze (lunghezze d'onda lunghe) il suono che fuoriesce dalla bocca è distribuito uniformemente in tutte le direzioni. In generale, a parità di dimensioni della sorgente sonora, un suono ad alta frequenza (piccola lunghezza d'onda) tende ad essere direzionale, mentre a bassa frequenza (grande lunghezza d'onda) tende ad essere omnidirezionale.

(3) Secondo una concezione molto diffusa, con il simbolo lg si indica il logaritmo in base 10, mentre *ln* ha il significato di logaritmo naturale (in base e). La gamma delle pressioni sonore coinvolte nel controllo del rumore è così ampia che conviene utilizzare – come livello di pressione sonora – la scala logaritmica.

Tabella 51.III – Ordine di grandezza dei livelli di pressione sonora di alcune sorgenti.

Sorgente	L_p (dB)
Pressa idraulica, a 1 m	140
Clacson di automobile, a 1 m	120
Tornio automatico, a 1 m	100
Conversazione, a 1 m	70
Uffici con macchine contabili	80
Officina meccanica	90

L'unità di misura del livello di pressione sonora è il decibel (dB). Come si può rilevare dalla fig. 51.4, un raddoppio della pressione sonora corrisponde a un aumento del livello di pressione sonora pari a 6 dB; il livello zero decibel corrisponde alla pressione di riferimento di $2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

La tab. 51.III fornisce – a titolo indicativo – il livello di pressione sonora prodotto da alcune sorgenti. Si noti come – salvo che nei casi di rumore ambiente provocato da più sorgenti – sia sempre indicata la distanza dalla fonte del rumore.

8) *Livello di potenza sonora* L_w: in acustica, si ricorre anche ad altri tipi di livelli, fra i quali il *livello di potenza sonora* L_w, espresso in decibel e corrispondente alla potenza W:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_o} \quad (dB) \tag{51.10}$$

dove W_o è la potenza di riferimento, pari a 10^{-12} watt. Quindi:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{10^{-12}} \quad (dB) \tag{51.10 bis}$$

La tab. 51.II già citata, fornisce, nell'ultima colonna, il livello di potenza corrispondente alla potenza sonora di alcune fonti di rumore, mentre la tab. 51.IV consente di passare da valori della potenza sonora ai corrispondenti valori del livello di potenza sonora.

9) *Livello di intensità sonora* L_I: è definito come

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_o} \quad (dB) \tag{51.11}$$

dove:

I = intensità sonora (potenza che passa attraverso l'unità di area in una certa direzione), W/m^2;

I_o = intensità di riferimento = 10^{-12} W/m^2.

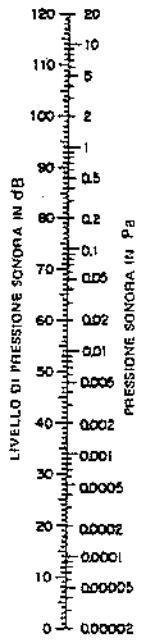


Fig. 51.4 – Relazione fra pressione sonora e livello di pressione sonora.

Si può pertanto scrivere:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{10^{-12}} \quad (dB) \tag{51.11 bis}$$

In acustica, dunque, il termine *livello* è usato per indicare un logaritmo e, tanto se ci si riferisce a pressioni quanto a potenze o a intensità sonore, l'unità di misura è sempre una unità relativa, non assoluta, ovvero un rapporto matematico logaritmico espresso in decibel. Poiché la maggior parte degli strumenti misura la pressione sonora, il termine decibel è di solito associato al livello di pressione sonora. Si tenga comunque presente che il quadrato della pressione sonora è proporzionale (anche se non uguale) alla potenza ed alla intensità sonore.

Tabella 51.IV – Valori corrispondenti di potenza sonora e livello di potenza sonora.

W (watt)	L_W (dB) *
10^5	170
10^4	160
10^3	150
10^2	140
10^1	130
1	120
10^{-1}	110
10^{-2}	100
10^{-3}	90
10^{-4}	80
10^{-5}	70
10^{-6}	60
10^{-7}	50
10^{-8}	40
10^{-9}	30

* Potenza di riferimento: 10^{-12} watt.

Esaminiamo le relazioni intercorrenti fra i livelli di potenza, intensità e pressione sonore.

In base alle (51.5), (51.9) e (51.11), si può scrivere:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_o} = 10 \lg \frac{p^2}{\rho c I_o} = 10 \lg \frac{p^2}{p_o^2} + 10 \lg \frac{p_o^2}{\rho c I_o}$$

e quindi

$$L_I = L_p - 10 \lg K \tag{51.12}$$

ovvero

$$L_p = L_I + 10 \lg K \tag{51.12 bis}$$

dove:

$$K = \frac{I_o \rho c}{p_o^2} = \frac{\rho c}{400} = \text{costante, funzione solo della temperatura e della pressione ambiente.}$$

La tab. 51.V fornisce alcuni accoppiamenti di valori della temperatura e della pressione ambiente per i quali $\rho c = 400$ kg/m²·s. Come si può rilevare, per una pressione atmosferica media di 10^5 Pa, perché risulti $\rho c = 400$, la temperatura deve essere pari a 38,9°C. Peraltro, a quella pressione e con una temperatura di 20°C, si ottiene $\rho c \approx 410$. Ne consegue che 10lg(410/400) risulta = 0,1 dB; entità normalmente trascurabile in acustica.

Pertanto, nella maggior parte dei casi si trascura 10lgK e si assume

$$L_p \approx L_I \tag{51.13}$$

Tabella 51.V – Pressioni e temperature per cui $\rho c = 400$ kg/m²·s.

Pressione ambiente		Temperatura ambiente
pascal	mm di Hg (a 0°C)	°C
0.7×10^5	525	− 124.3
0.8×10^5	600	− 78.7
0.9×10^5	675	− 27.0
1.0×10^5	750	+ 30.7
1.013×10^5	760	38.9
1.1×10^5	825	94.5
1.2×10^5	900	164.4
1.3×10^5	975	240.4
1.4×10^5	1.050	322.4

A condizione che l'intensità sia uniforme sull'area S, la potenza e l'intensità sonore sono legate fra loro dalla (51.4). Conseguentemente, il livello di potenza sonora è correlato al livello di intensità sonora come segue:

$$10\lg\frac{W}{10^{-12}} = 10\lg\frac{I}{10^{-12}} + 10\lg\frac{S}{S_o}$$

ovverosia

(51.14) $$L_w = L_I + 10\lg S$$

avendo assunto come potenza di riferimento 10^{-12}W e $S_o = 1\ m^2$. Se $S = 1 m^2$, $L_w = L_I$.

La (51.14) non dipende dalla temperatura né dalla pressione.

10) *Densità di energia sonora* D: è l'energia presente nell'unità di volume. Risulta, con i simboli già noti:

(51.15) $$D = \frac{p_m^2}{\rho c^2}$$

nella quale D è misurato in W·s/m³.

51.2. SPETTRI SONORI

I suoni che normalmente si percepiscono non sono dovuti a sollecitazioni ad una sola frequenza (suono puro): essi risultano da un insieme di suoni puri (suono composto) aventi frequenze diverse oppure da una composizione continua di frequenze (suono continuo).

La composizione di un suono è individuata mediante l'*analisi spettrale* o *di frequenza*, consistente nel determinare il livello di pressione sonora in *bande* contigue di frequenza e considerando come valore in ogni banda quello corrispondente alla frequenza centrale di ciascuna banda.

Si consideri il caso di un moto armonico semplice (fig. 51.5.a) di frequenza f_o. Se sopra un diagramma cartesiano si riportano sull'asse delle x la frequenza e sull'asse delle y il livello di pressione sonora, si ottiene la fig. 51.5.b, comprendente un segmento verticale L_p in corrispondenza del valore f_o sull'asse delle frequenze.

Se invece l'onda sonora ha l'andamento di fig. 51.5.c, somma di tre onde sinusoidali aventi frequenze f_o, $2f_o$, $3f_o$, si ottiene il diagramma di fig. 51.5.d, consistente in tre segmenti verticali di lunghezza proporzionale ai livelli di pressione sonora, riportati in corrispondenza dei valori di f_o, $2f_o$, $3f_o$ delle ascisse.

La fig. 51.5.e si riferisce infine a un'onda sonora qualsiasi, caratterizzata da una componente L_p per ogni frequenza: in tale caso (di gran lunga il più frequente in pratica), per rappresentare graficamente i livelli di pressione relativi ad ogni onda componente, si dovrebbero tracciare innumerevoli segmenti verticali, a distanze infinitesime fra loro; conviene pertanto riferirsi al livello per *classi* o *bande di frequenza* (fig. 51.5.f). A quest'ultimo diagramma si dà il nome di *spettro di frequenza*.

La massima larghezza di banda adottata in pratica è la *ottava*, caratterizzata dal fatto che il limite superiore di ciascuna classe è esattamente il doppio del limite superiore della classe precedente (quest'ultimo rapporto definisce l'intervallo che in musica è chiamato ottava, donde il nome di bande d'ottava). Ogni banda d'ottava è definita dalla frequenza centrale (o nominale) f_m, coincidente con la media geometrica delle frequenze limite superiore e inferiore f_1 e f_2:

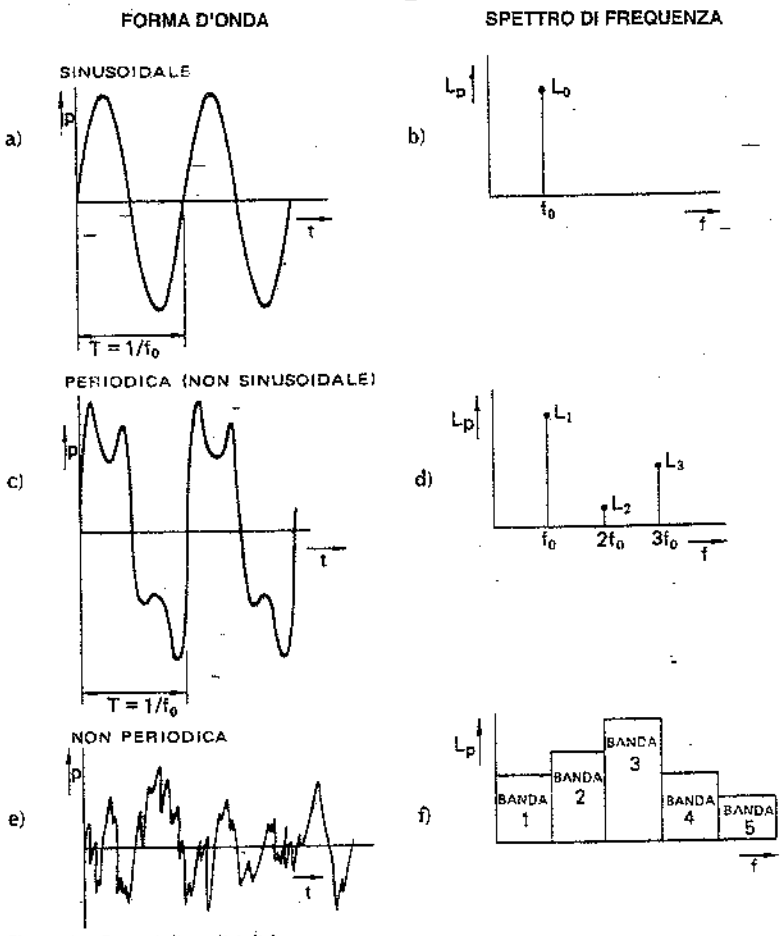


Fig. 51.5 – Esempi di analisi di frequenza.

(51.16) $$f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}; \qquad f_1 = \frac{f_m}{\sqrt{2}}; \qquad f_2 = \sqrt{2 f_m}$$

Quando occorrono informazioni più dettagliate, si fa riferimento a bande più ristrette, in particolare di un *terzo d'ottava*, corrispondenti ciascuna a un terzo di banda d'ottava.

Ogni terzo d'ottava è caratterizzato dalle seguenti relazioni fra la frequenza centrale f_m ed i limiti di frequenza superiore e inferiore f_1 e f_2:

(51.17) $$f_m = \sqrt{f_1 \cdot f_2}; \qquad f_1 = \frac{f_m}{\sqrt[3]{2}}; \qquad f_2 = \sqrt[3]{2 f_m}$$

La tab. 51.VI fornisce le bande d'ottava e di terzi d'ottava normalizzate: gli apparecchi di misura di uso industriale analizzano i livelli sonori in tali bande.

Per misure più accurate o per scopi particolari si eseguono – mediante apparecchi speciali – analisi "in banda stretta", consistenti nel valutare, e riportare sullo spettro di frequenza, il livello di pressione sonora in ciascuna banda di ampiezza costante per tutto il campo di misura (normalmente 3, 10, 50 Hz).

La fig. 51.6 evidenzia il rumore prodotto da una macchina analizzato a bande d'ottava, a terzi d'ottava e a banda costante di 10 Hz.

Il livello di pressione sonora in ogni banda d'ottava è il cosiddetto *livello di pressione sonora di banda d'ottava* o, più brevemente, *livello di banda d'ottava* (mentre – come già sappiamo – il diagramma che fornisce i livelli di banda in funzione della frequenza è chiamato *spettro*). Tale livello è riportato sulla verticale tracciata per la frequenza centrale della banda corrispondente. Per esempio, se 64 dB è il livello di pressione sonora nella banda d'ottava 353–707 Hz, tale valore è riportato sulla verticale per $\sqrt{353.707} = 500$ Hz.

Quando si confronta una banda a 1/3 di ottava con una banda ad una ottava avente la stessa frequenza centrale, bisogna sommare l'energia delle due bande adiacenti, anch'esse a 1/3 di ottava; qualora queste abbiano la stessa energia di quella selezionata, in luogo della suddetta sommatoria basta aumentare il livello della banda selezionata di 4,8 dB.

Tabella 51.VI – Bande di ottava e di terzi di ottava normalizzate.

Frequenze centrali bande d'ottava Hz	Limiti delle bande Hz	Frequenze centrali di terzi d'ottava Hz	Limiti delle bande Hz
	22		22
		25	28
31,5		31,5	35
		40	44
	44	50	57
63		63	71
		80	88
	88	100	113
125		125	141
		160	176
	176	200	225
250		250	283
		315	353
	353	400	440
500		500	565
		630	707
	707	800	880
1000		1000	1130
		1250	1414
	1414	1600	1760
2000		2000	2250
		2500	2825
	2825	3150	3530
4000		4000	4400
		5000	5650
	5650	6300	7070
8000		8000	8800
		10000	11300
	11300	12500	14140
16000		16000	17600
		20000	22500
	22500		

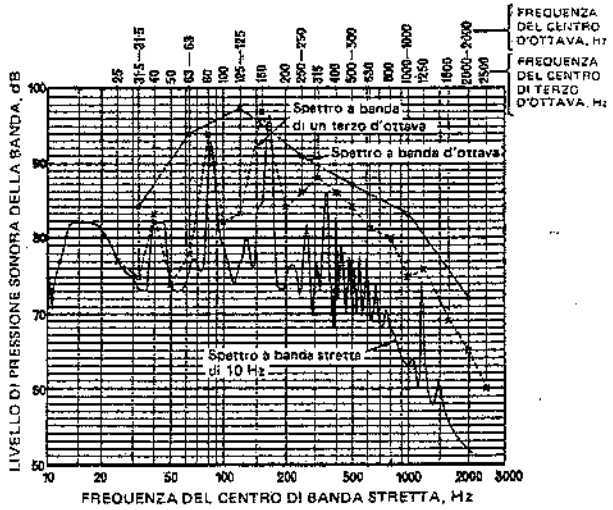


Fig. 51.6 – Spettri di frequenza del rumore di una macchina.

51.3. CAMPI SONORI

Quando una sorgente sonora irradia nello spazio circostante delle onde sonore, allo spazio interessato da tali onde si dà il nome di *campo sonoro*.

Esaminiamo alcuni tipi di campi sonori semplici, al fine di evidenziare come avviene in essi la propagazione.

Campo libero o diretto

È definito *campo sonoro libero* o *diretto* un mezzo omogeneo, isotropico, privo di ostacoli e barriere (e quindi di riflessioni sonore). In pratica, si ha ancora un campo libero quando l'effetto di ostacoli e delimitazioni nella zona interessata è trascurabile (l'ostacolo deve essere piccolo rispetto alla lunghezza d'onda del suono).

Possono pertanto essere considerati campi liberi: lo spazio, un locale molto grande (rispetto alle dimensioni della sorgente ed alla lunghezza d'onda del suono), una *camera anecoica* (cioè un locale caratterizzato da pareti, pavimento e soffitto atti ad assorbire pressoché tutta l'energia sonora incidente).

Sovente, le sorgenti rumorose reali sono distribuite su aree di notevole estensione, sia che si tratti – per esempio – di una macchina singola grande, sia che si tratti di un gruppo di macchine piccole.

In tali casi, le considerazioni che saranno di seguito riportate, valgono a distanze maggiori di 2-3 volte la dimensione lineare più grande della sorgente: per distanze minori si registra il cosiddetto *campo vicino*, sensibilmente diverso dal campo libero.

Una sorgente sonora omnidirezionale in un campo libero emette energia sonora

uniformemente in tutte le direzioni. Come già sappiamo, supposto che la potenza sonora rimanga costante, l'intensità diminuisce con il quadrato della distanza dalla sorgente (v. l'equazione 51.4).

Inoltre, per la (51.5), la pressione sonora varia con la radice quadrata dell'intensità e perciò diminuisce con la distanza dalla sorgente.

Per esempio, se p_1 e p_2 sono le pressioni sonore alle distanze r_1 e r_2, risulta:

(51.18) $$p_2 = p_1 \frac{r_1}{r_2}$$

Generalizzando, si scrive:

(51.19) $$p = p_o \frac{r_o}{r} = \frac{\text{costante}}{r}$$

dove:

p_o = pressione sonora alla distanza r_o dalla sorgente;

p = pressione sonora in un punto distante r dalla sorgente sonora.

La (51.19) evidenzia che, in un campo libero:

a) il prodotto della pressione sonora per la distanza è costante;

b) il suono si diffonde per onde sferiche e la pressione sonora varia inversamente alla distanza.

Per la (51.9 bis) risulta anche

$$L_2 = 20 \lg \frac{p_2}{2 \cdot 10^{-5}} = 20 \lg \frac{p_1 r_1}{2 \cdot 10^{-5} r_2}$$

La differenza di livello di pressione sonora fra i punti 1 e 2 vale:

$$L_1 - L_2 = 20 \lg \frac{r_2}{r_1}$$

Si può anche scrivere:

(51.20) $$L_2 = L_1 - 20 \lg \frac{r_2}{r_1}$$

In generale, l'espressione che dà il livello di pressione sonora alla distanza r si scrive:

(51.21) $$L_p = L_o - 20 \lg \frac{r}{r_o}$$

essendo $L_o = 20 \lg p_o / 2 \cdot 10^{-5}$ il livello di pressione sonora alla distanza r_o.

La (51.21) fornisce la legge dell'inverso della distanza in forma logaritmica. Pertanto, se r raddoppia (cioè $r = 2r_o$), il livello di pressione sonora diminuisce di 6 dB; se la distanza si dimezza, il livello aumenta di 6 dB (4). A tale proprietà del campo libero si dà il nome di *divergenza* (5).

(4) Se, anziché a una sorgente puntiforme, si fa riferimento a una sorgente lineare, sempre in un campo libero, le onde sonore, che nel caso precedente erano sferiche, risultano cilindriche e la pressione sonora varia inversamente alla radice quadrata della distanza. Corrispondentemente, il livello di pressione sonora diminuisce di 3 dB quando la distanza raddoppia.

(5) In pratica, anziché la (51.21), si applica l'espressione

(51.21 bis) $$L_p = L_o - 10 \lg \left(\frac{r}{r_o}\right)^2$$

Ricordando le formule fondamentali (51.6), (51.9), (51.10), si può pervenire alla seguente espressione, che fornisce il livello di pressione sonora in un campo libero in funzione della potenza sonora emessa uniformemente in tutte le direzioni da una sorgente puntiforme:

(51.22) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 10 \lg 4\pi - 10 \lg \frac{\rho c}{400}$$

dove r_o si assume convenzionalmente uguale a 1 m.

Nella (51.22), $10 \lg 4\pi = 11$ dB, mentre il termine $10 \lg \frac{\rho c}{400}$ è trascurabile nei normali problemi pratici. Pertanto, la (51.22) si semplifica nella

(51.23) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se, come spesso avviene, la sorgente si trova in prossimità del suolo, anziché $10 \lg 4\pi$, si deve considerare $10 \lg 2\pi = 8$ dB. Pertanto, la (51.23) diventa, nello spazio libero semisferico:

(51.24) $$L_p = L_w - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Le (51.23) e (51.24) possono anche essere utilizzate per valutare L_w, ove sia noto L_p in un punto distante r dalla sorgente.

Tanto L_p quanto L_W sono rilevati in ciascuna banda di frequenza interessata.

Consideriamo il caso di una sorgente direzionale: il livello di pressione sonora nella direzione "preferenziale" di emissione supera il livello medio riferito a tutte le direzioni (a parità di distanza) dell'entità

(51.25) $$G = L_d - L_m \quad \text{(dB)}$$

denominata *guadagno direzionale*.

Con riferimento alle definizioni di fattore di direttività Q_θ e di livello di pressione sonora, si ottiene

(51.25 bis) $$G = 10 \lg Q_\theta \quad \text{(dB)}$$

La (51.23) diventa, nel caso di una sorgente puntiforme libera nello spazio:

(51.26) $$L_\theta = L_w + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Analogamente la (51.24), relativa a un campo sonoro semisferico:

(51.27) $$L_\theta = L_w + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Il campo libero è realizzato nelle camere di misura anecoiche.

Campo diffuso o riverberante

In un ambiente chiuso, una sorgente sonora puntiforme dà luogo a un campo di radiazioni (campo sonoro) le cui caratteristiche cambiano con la distanza dalla sorgente. Infatti, le pareti del locale riflettono parte del suono emesso dalla sorgente sonora. La fig. 51.7 evidenzia qualitativamente quanto avviene allorché un'onda sonora incontra una parete del locale: una parte dell'energia sonora incidente attraversa la parete, una parte è assorbita dalla parete stessa e una terza è riflessa nell'ambiente.

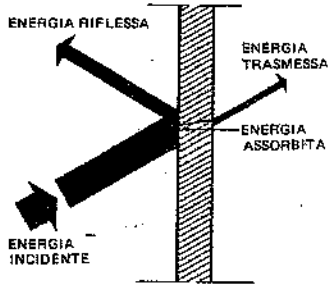


Fig. 51.7 – Riflessione, assorbimento e trasmissione di un'onda sonora da parte di una parete.

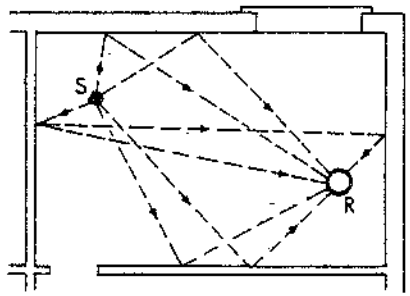


Fig. 51.8 – Campo diffuso o riverberante.

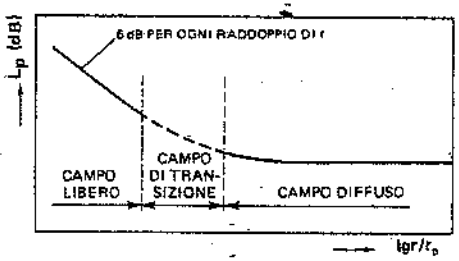


Fig. 51.9 – Campi sonori generati da una sorgente puntiforme all'interno di un locale.

In conseguenza della riflessione (la parte di energia sonora riflessa è ovviamente tanto maggiore quanto minore è la parte di energia assorbita e trasmessa), nei vari punti del locale il livello di pressione sonora che si rileva è la risultante dell'energia sonora proveniente direttamente dalla sorgente e dell'energia sonora proveniente dalle altre direzioni per effetto della riflessione sulle pareti (fig. 51.8): tale campo sonoro si chiama *diffuso* o *riverberante*.

In esso, in conseguenza del tempo di propagazione, l'energia sonora non si annulla subito dopo che è cessata l'emissione di energia da parte della sorgente. Si chiama *riverbero* o *riverberazione* tale persistenza del suono dentro un locale.

In definitiva, in un ambiente chiuso il campo sonoro segue una legge analoga alla (51.21) in prossimità della sorgente (campo libero), mentre a distanza sufficientemente grande il suono (diffuso) mantiene un valore pressappoco costante; fra tali due situazioni, sussiste una zona di transizione (fig. 51.9).

Nella cosiddetta *camera riverberante*, costituita da un vasto ambiente a pareti lisce e riflettenti, si può ottenere un campo diffuso, tranne che nelle immediate vicinanze della sorgente sonora.

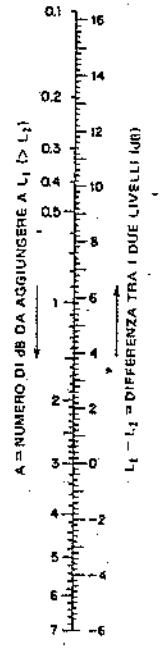


Fig. 51.10 – Numero di decibel da aggiungere al livello di pressione sonora L_1 per ottenere il livello risultante dalla combinazione di L_1 e L_2.

La rumorosità negli ambienti chiusi sarà ripresa più avanti (§ 51.7), dato l'interesse che riveste per il tecnico impiantista.

51.4. COMBINAZIONE DI LIVELLI SONORI

Sovente, nella pratica, si ha a che fare con diverse sorgenti di rumore, anziché con una sola. In tali casi, ricordando che si tratta di quantità logaritmiche, il livello di pressione sonora non è dato dalla sommatoria dei singoli livelli di pressione sonora. La fig. 51.10 consente di valutare il livello globale di due sorgenti sonore in funzione della differenza fra i due livelli sonori.

Consideriamo, ad esempio, due fonti rumorose caratterizzate ciascuna da un livello di pressione sonora di 80dB. La differenza fra i due livelli è nulla. In base alla fig. 51.10, il livello globale con le due fonti funzionanti è di 83dB. Supponiamo ancora che il livello di una fonte sia di 80dB, quello dell'altra fonte di 76dB; poiché $L_1 - L_2 = 4$dB, il livello globale risulta pari a 81,5dB.

Quando le sorgenti sonore sono tre o più, si considerano dapprima due di loro e si trova il livello risultante; quindi si combina questo con il livello di pressione sonora della terza sorgente e così via.

Come si rileva dalla figura citata, il livello risultante da due fonti rumorose supera al massimo di 3dB il livello singolo più elevato. Inoltre, se una delle fonti è caratterizzata da un livello molto più basso dell'altra, il livello globale non si scosta molto dal livello singolo più elevato.

La fig. 51.10 è stata costruita applicando la formula risolutiva ottenuta come di seguito indicato. In base alla espressione (51.10), si può scrivere:

$$L_{W_1} = 10 \lg \frac{W_1}{W_0}; \quad L_{W_2} = 10 \lg \frac{W_2}{W_0}$$

dove:
W_1 = potenza sonora della prima sorgente, in watt;
W_2 = potenza sonora della seconda sorgente, in watt (si suppone $W_1 > W_2$);
W_0 = potenza sonora di riferimento, 10^{-12} watt.

$$\frac{L_{W_1}}{10} = \lg \frac{W_1}{W_0}; \quad \frac{L_{W_2}}{10} = \lg \frac{W_2}{W_0};$$

$$10^{L_{W_1}/10} = \frac{W_1}{W_0}; \quad 10^{L_{W_2}/10} = \frac{W_2}{W_0};$$

$$W_1 = W_0 \cdot 10^{L_{W_1}/10}; \quad W_2 = W_0 \cdot 10^{L_{W_2}/10};$$

$$W_{tot} = W_1 + W_2; \quad \frac{W_1 + W_2}{W_0} = 10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10}$$

$$L_{W_{tot}} = 10 \lg \frac{W_1 + W_2}{W_o} = 10 \lg (10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10})$$

$$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = 10 \lg (10^{L_{W_1}/10} + 10^{L_{W_2}/10}) - L_{W_1}$$

Posto $X = L_{W_1} - L_{W_2}$, risulta

$$L_{W_2} = L_{W_1} - X$$

e infine, con alcuni accorgimenti, si perviene alla

(51.28) $$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = 10 \lg (1 + 10^{-X/10})$$

con la quale si può costruire la fig. 51.10 o altra equivalente.

Il livello sonoro di N sorgenti aventi lo stesso livello sonoro può essere ottenuto aggiungendo 10 lgN al livello sonoro L_1 di una sola sorgente:

(51.29) $$L_N = L_1 + 10 \lg N$$

51.5. RUMORE DI FONDO

Normalmente, specie negli ambienti industriali, un rumore non è presente da solo, ma è "disturbato" dalla presenza di altri rumori. L'insieme di questi rumori che interferiscono con il suono in esame costituisce il cosiddetto *rumore di fondo*. Quest'ultimo, in pratica, si misura dopo aver temporaneamente disattivato la sorgente rumorosa; successivamente, si misura il livello sonoro totale (sorgente rumorosa + rumore di fondo).

Il rumore prodotto dalla sorgente può ottenersi applicando un procedimento analogo a quello indicato per valutare il livello sonoro globale di due o più suoni. L'equazione risolutiva si ottiene come di seguito esposto.

$$L_{W_{tot}} = 10 \lg \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad L_{W_2} = 10 \lg \frac{W_2}{W_o}$$

dove:
W_{tot} = potenza sonora totale, in watt;
W_2 = potenza sonora di fondo, in watt;
W_o = potenza di riferimento = 10^{-12} watt.

$$\frac{L_{W_{tot}}}{10} = \lg \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad \frac{L_{W_2}}{10} = \lg \frac{W_2}{W_o}$$

$$10^{L_{W_{tot}}/10} = \frac{W_{tot}}{W_o}; \quad 10^{L_{W_2}/10} = \frac{W_2}{W_o};$$

$$W_{tot} = W_o \cdot 10^{L_{W_{tot}}/10}; W_2 = W_o \cdot 10^{L_{W_2}/10}$$

Sia W_1 la potenza della sorgente sonora in esame:

$$W_1 = W_{tot} - W_2 = W_o \cdot 10^{L_{W_{tot}}/10} - W_o \cdot 10^{L_{W_2}/10}$$

$$\frac{W_1}{W_o} = 10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10}$$

$$L_{W_1} = 10 \lg \frac{W_1}{W_o} = 10 \lg (10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10})$$

$$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = L_{W_{tot}} - 10 \lg (10^{L_{W_{tot}}/10} - 10^{L_{W_2}/10})$$

Posto

$$X = L_{W_{tot}} - L_{W_2}$$

si può scrivere:

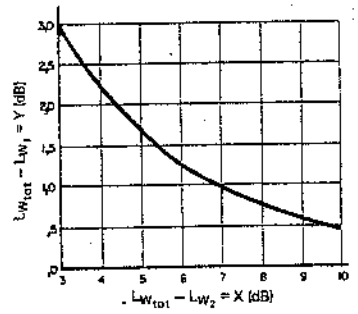
$$L_{W_2} = L_{W_{tot}} - X.$$

e quindi, attraverso alcuni accorgimenti, si ottiene la formula risolutiva seguente:

(51.30) $$L_{W_{tot}} - L_{W_1} = Y = -10 \lg (1 - 10^{-X/10})$$

con la quale si è costruito il diagramma di fig. 51.11.

La (51.30) conduce a risultati sufficientemente approssimati (l'errore di valutazione è di 1÷1,5 dB) a condizione che la sorgente da sottoporre a misura abbia un livello sonoro superiore di almeno 5 dB rispetto al rumore di fondo.



X = differenza fra rumore totale e rumore di fondo
Y = decibel da sottrarre dal rumore totale per ottenere il rumore della sorgente.

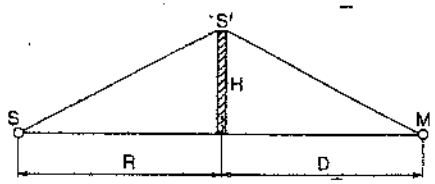
Fig. 51.11 – Determinazione del rumore dovuto a una sorgente quando siano noti il rumore totale ed il rumore di fondo.

51.6. RIDUZIONE DEL SUONO MEDIANTE BARRIERE E PARETI

Esaminiamo ciò che avviene quando una barriera avente massa sufficiente (come minimo 20 kg/m²) è interposta tra una sorgente sonora in campo libero e un punto di rilevamento (fig. 51.12).

Un osservatore posto nella zona d'ombra della barriera e a una certa distanza dalla stessa, ha la sensazione che il suono provenga da una sorgente lineare situata lungo il bordo superiore della barriera (in effetti, il suono raggiunge il ricevitore per diffrazione su tale bordo). L'intensità della sorgente virtuale è proporzionale all'intensità sonora incidente sul bordo della barriera.

Se la sorgente è puntiforme, la pressione diminuisce in proporzione diretta alla



S = sorgente sonora puntiforme
M = microfono
H = altezza della barriera

Fig. 51.12 – Geometria della propagazione del suono, proveniente da una sorgente puntiforme, oltre una barriera.

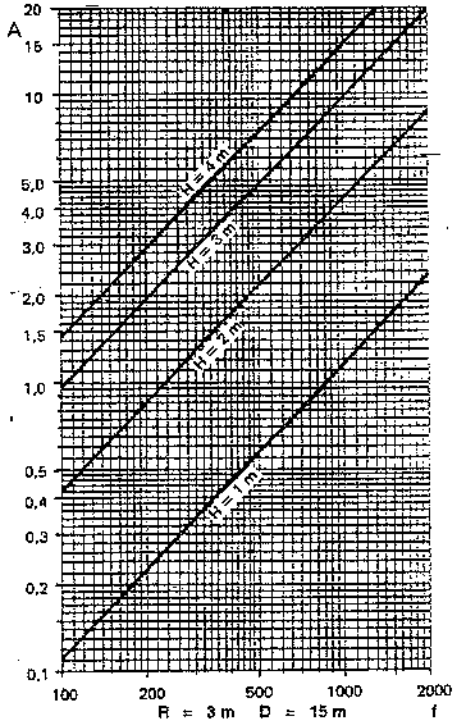


Fig. 51.13 – Attenuazione del suono provocata da una barriera in funzione della frequenza e dei parametri R, D e H (fig. 51.12).

distanza fra sorgente e ostacolo. Se invece la sorgente è lineare (di lunghezza infinita e parallela alla barriera), la diminuzione della pressione sonora risulta proporzionale alla radice quadrata della distanza. In questo secondo caso, se la distanza fra il bordo superiore dell'ostacolo e l'osservatore è molto più piccola di quella fra la sorgente e lo stesso bordo, l'osservatore ha la sensazione che la sorgente si trovi all'estremità superiore della barriera; mentre se la sorgente è molto più vicina all'ostacolo di quanto non lo sia l'osservatore, la sorgente virtuale sembra all'osservatore di estensione limitata e la propagazione delle onde sonore dalla parete tende a quella sferica.

Una formula frequentemente utilizzata per valutare l'attenuazione dovuta a un ostacolo diritto e rigido nei confronti del suono proveniente da una sorgente sonora puntiforme è la seguente:

$$(51.31)\qquad A=\frac{2}{\lambda}\left\{R\left[\sqrt{1+\left(\frac{H}{R}\right)^2}-1\right]+D\left[\sqrt{1+\left(\frac{H}{R}\right)^2}-1\right]\right\}$$

nella quale (fig. 51.12):

A = attenuazione del suono (dB);
λ = lunghezza d'onda (m);
R = distanza fra sorgente e barriera (m);
D = distanza fra barriera e ricevitore (m);
H = altezza della barriera (m), misurata perpendicolarmente alla congiungente la sorgente e il ricevitore.

Se $D \gg R \geq H$, la (51.31) si può semplificare nella

$$(51.31\text{ bis})\qquad A \approx \frac{H^2}{\lambda R}$$

La figura 51.13 è stata costruita in base alla formula (51.31), assumendo valori costanti per R e D e variabili per λ: come si può rilevare, l'attenuazione aumenta all'aumentare della frequenza del suono (ovvero al diminuire della lunghezza d'onda).

Se anziché una barriera in un campo libero si considera una parete fra due ambienti in uno dei quali si trova la sorgente sonora, la riduzione del suono conseguibile è strettamente legata al *potere fonoisolante* (o *fonoisolamento*) della struttura divisoria. Tale proprietà è misurata in decibel e dipende, oltre che dalle caratteristiche costruttive, anche dalla posa in opera delle barriere.

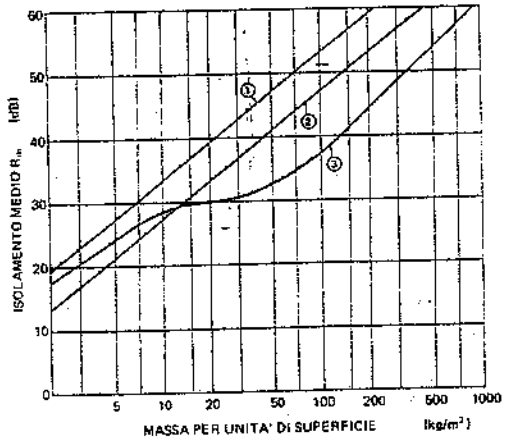
L'isolamento R_m di una parete divisoria *omogenea* segue normalmente la *legge di massa*, ossia

$$(51.32)\qquad R_m \approx 20 \lg \frac{2\pi f m}{2\rho c} \quad (dB)$$

dove:

f = frequenza dell'onda sonora (s^{-1});
m = massa areica della parete (kg/m^2);
ρ = massa volumica dell'aria (kg/m^3);
c = velocità di propagazione del suono nell'aria (m/s).

Secondo tale legge, raddoppiando m o f, l'isolamento aumenta di 6dB (fig. 51.14). In pratica, si registrano numerose eccezioni alla (51.32), nel senso che per determinate frequenze l'isolamento risulta minore (fig. 51.15). Le frequenze per le quali si verificano i fenomeni suddetti sono concentrate attorno a valori bassi, detti *frequenze di risonanza*, ed a valori più elevati detti *frequenze di coincidenza*. Tali fenomeni possono essere attenuati rendendo "smorzante" la struttura isolante, ad esempio mediante l'applicazione di prodotti antirombo.



① - Isolamento teorico per incidenza normale
② - Isolamento teorico per incidenza diffusa
③ - Isolamento medio sperimentale

Fig. 51.14 – Fonoisolamento R_m di una struttura divisoria in funzione del suo peso unitario, alla frequenza di 565 Hz.

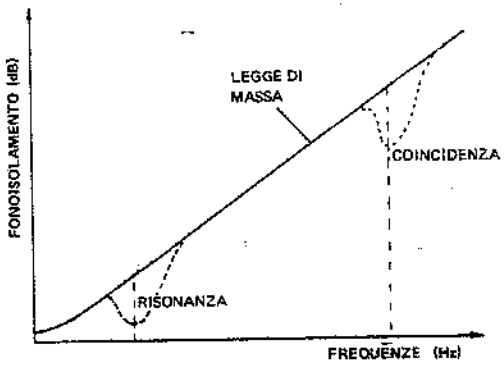


Fig. 51.15 – Fonoisolamento di una parete semplice.

51.7. DIFFUSIONE DEL RUMORE NEGLI AMBIENTI

Molte sorgenti di rumore si trovano all'interno di ambienti chiusi, le cui strutture di chiusura (pareti, coperture, ecc.) sono caratterizzate da dimensioni e materiali costruttivi diversi, in grado di assorbire e di diffondere il suono in misura diversa. In tali ambienti, anche la presenza di oggetti e persone contribuisce all'assorbimento ed alla diffusione delle onde sonore. Ne consegue che il campo sonoro dentro locali richiede una trattazione particolare, che peraltro limiteremo al caso di locali di dimensioni molto superiori alla lunghezza d'onda dei suoni in essi prodotti.

Il campo sonoro, in qualsiasi punto interno a un ambiente, può essere descritto mediante l'intensità (flusso di potenza per unità di area) delle onde sonore che si propagano nell'ambiente stesso. Oppure si può fare riferimento alla pressione sonora quadratica media, ricavata come media dei valori misurati entro un certo volume racchiudente quel punto.

Nel caso dei locali chiusi di cui ci stiamo occupando, più che l'intensità sonora interessa la *densità di energia sonora* ovvero l'*energia per unità di volume* (6).

Come già sappiamo, quando le onde sonore raggiungono una superficie o un oggetto, parte della loro energia viene assorbita (fig. 51.7). L'efficienza dell'assorbimento sonoro della superficie è espressa attraverso il *coefficiente di assorbimento* α, definito come rapporto fra l'energia sonora assorbita da una superficie di estensione infinita e l'energia sonora incidente sulla stessa. Tale coefficiente è funzione della frequenza del suono, della natura e dello spessore del materiale; delle modalità di posa in opera di quest'ultimo, dell'angolo di incidenza del suono e così via.

Il coefficiente di assorbimento risulta molto basso per materiali rigidi, compatti e a superficie liscia (nel caso del marmo, $\alpha \approx 0{,}01$), mentre assume valori elevati nel caso dei materiali porosi che assorbono alte percentuali dell'energia sonora incidente e ne riflettono una parte minima (un pannello di fibra di vetro avente adeguato spessore può raggiungere valori di α fino a $\approx 0{,}90$).

La tab. 51.VII fornisce i valori di α di determinati materiali per alcune frequenze.

In pratica, si ricorre talvolta a strutture composte da due o più materiali diversi.

La misura del coefficiente di assorbimento si esegue, con modalità specificate da norme, in camera riverberante e con suono diffuso.

Quando si deve valutare l'energia sonora diffusa in un determinato ambiente, nel quale sono presenti superfici costituite da materiali assorbenti diversi, si considera un coefficiente di assorbimento medio

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^{n} S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i} \tag{51.33}$$

dove:

α_i = coefficiente di assorbimento della superficie i, adimensionale;

S_i = area della superficie fonoassorbente i (m^2). Risulta ovviamente $S = \Sigma S_i$ = area totale delle pareti, del soffitto e del pavimento del locale.

(6) Ricordiamo la relazione fra il quadrato della pressione sonora media (in un certo volume) e la densità di energia sonora D (espressa in W·s/m³):

$$D = \frac{p_m^2}{\rho c^2} \tag{51.15}$$

Tabella 51.VII – Valori del coefficiente di assorbimento acustico di alcuni materiali.

Materiale	Frequenze in Hz		
	125	500	2000
Parete in mattoni Parete in calcestruzzo	0,02	0,03	0,05
Parete in marmo lucidato	0,01	0,01	0,02
Pavimento in legno levigato o linoleum	0,02	0,03	0,03
Pavimento in battuto di cemento o in marmette	0,01	0,02	0,03
Pavimento in gomma	0,04	0,06	0,08
Lamierino acciaio forato al 10% con retrostante fibra di vetro spessore 25 mm (30 kg/m³)	0,10	0,50	0,92
Lamierino acciaio forato al 3% con retrostante fibra di vetro spessore 25 mm	0,10	0,65	0,50
Pannelli in gesso forati al 12% con retrostante:			
fibra di vetro spessore 20 mm (30 kg/m³)	0,40	0,80	0,60
fibra di vetro spessore 30 mm (30 kg/m³)	0,14	0,79	0,88
lana di roccia spessore 30 mm (50 kg/m³)	0,12	0,60	0,76
Lamierino di alluminio in strisce segomate (doghe) forato al 15% con retrostante:			
fibra di vetro spessore 25 mm	0,10	0,50	0,80
fibra di vetro spessore 50 mm	0,25	0,50	0,88
fibra di vetro spessore 100 mm	0,55	0,90	0,90
Pannello poroso in fibra di legno pressata, a parete	0,10	0,20	0,30
Gruppo di persone (*)	0,50	0,80	0,90

(*) Si tiene conto della superficie (in pianta) occupata dalle stesse attribuendo a tale superficie il coefficiente medio di assorbimento riportato in tabella.

Consideriamo una sorgente sonora lontana dalle pareti e di potenza W (watt).

La densità di energia (watt·s/m³) del *campo diretto* (v. § 51.3), cioè privo di onde riflesse, vale, in base alle (51.15) e (51.8):

$$D_o = W \frac{Q_\theta}{c} \cdot \frac{1}{4\pi r^2} \tag{51.34}$$

dove:

Q_θ = fattore di direttività della sorgente nella direzione θ (adimensionale);

r = distanza dalla sorgente (m).

All'aumentare della distanza dalla sorgente, la *densità di energia del campo sonoro diretto* diventa dapprima eguale e poi inferiore a quella del *campo diffuso* il quale è dovuto, oltre che alla sorgente reale, a tutte le riflessioni sulle pareti e sugli oggetti. Si dimostra che la densità di energia (in condizioni stazionarie) in un campo diffuso è data dalla:

$$D_R = \frac{4\,W\,(1-\bar{\alpha})}{c\,S\bar{\alpha}} = \frac{4\,W}{cR} \tag{51.35}$$

dove $R = S\bar{\alpha}/1-\bar{\alpha}$ è la cosiddetta *costante del locale* (m^2) ed $\bar{\alpha}$ è il coefficiente di assorbimento medio del locale, valutabile mediante l'equazione (51.33).

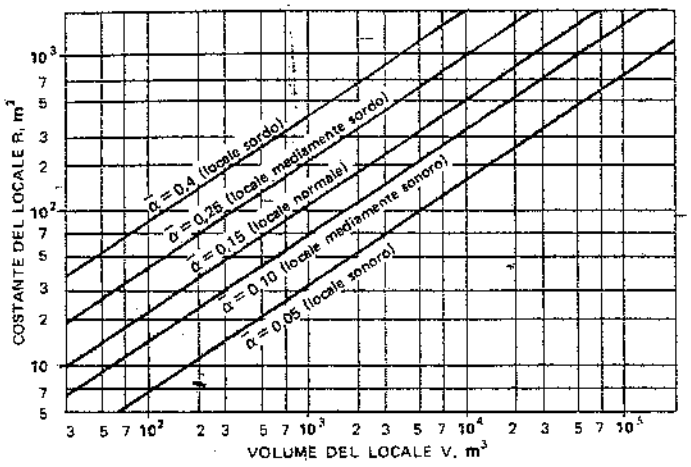


Fig. 51.16 – Valori di R in funzione del volume di locali caratterizzati da valori diversi del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$ ed aventi dimensioni rispecchianti all'incirca le proporzioni 1:1,5:2.

La costante R dipende dunque dalle dimensioni del locale e dai materiali che costituiscono o rivestono le pareti, il soffitto ed il pavimento.

La fig. 51.16 fornisce la costante R di locali aventi dimensioni che stanno all'incirca nelle proporzioni 1:1,5:2, in funzione del volume e per alcuni valori del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$ dei locali stessi.

Sovente, a R si sostituisce $S\,\bar{\alpha}$ (7), per cui la (51.35) diventa

(51.35 bis) $$D_R = \frac{4W}{c\,S\bar{\alpha}}$$

In definitiva, in un punto situato alla distanza r da una sorgente sonora, il campo diretto è dato dalla (51.34), mentre il campo diffuso è dato dalla (51.35). La densità di energia totale vale quindi

(51.36) $$D = D_0 + D_R = \frac{W}{c}\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$$

oppure, in termini di pressione sonora quadratica media (v. equazione 51.15):

(51.36 bis) $$p^2 = \rho c W \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad \left(\frac{N^2}{m^4}\right)$$

In base alle (51.9) e (51.10), il livello di pressione sonora L_p è dato dalla

(51.37) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (dB)$$

La (51.37) contiene la costante del locale R, funzione del coefficiente di assorbimento medio $\bar{\alpha}$. Come già si è detto, in prima approssimazione è sovente accettabile

(7) La sostituzione di $R = S\,\bar{\alpha}/(1-\bar{\alpha})$ con $S\bar{\alpha}$ è ammissibile se $\bar{\alpha} \leq 0{,}3$: infatti, in tale caso, il risultato finale risulta modificato, al massimo, di circa 1 dB.

sostituire a R l'assorbimento sonoro totale $S\bar{\alpha}$ nelle (51.36) e (51.37). In particolare, quest'ultima equazione diventa:

(51.38) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{S\bar{\alpha}}\right)$$

dove:

$$L_W = 10\lg\frac{W}{10^{-12}} \quad (dB)$$

essendo:

W = potenza irradiata dalla sorgente (watt);

Q_θ = fattore di direttività della sorgente nella direzione θ, funzione delle caratteristiche sonore della sorgente e della posizione di questa nel locale;

r_2 = quadrato della distanza dalla sorgente (m^2);

S = area totale di tutte le superfici del locale (m^2);

$\bar{\alpha}$ = coefficiente di assorbimento medio del locale.

La fig. 51.17.a fornisce i valori di $L_p - L_W$ in funzione di $\frac{r}{\sqrt{Q_\theta}}$ e di R.

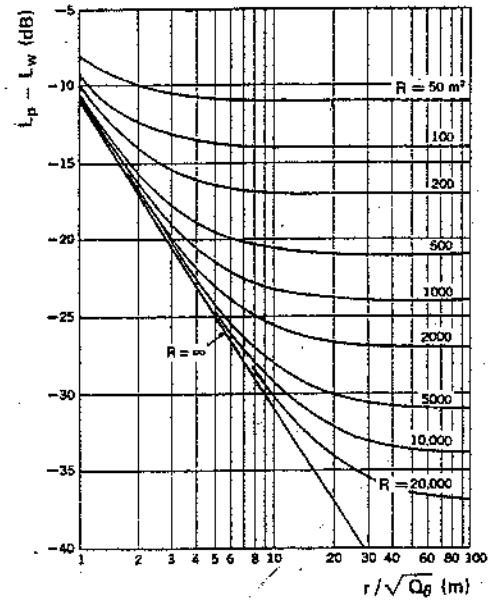


Fig. 51.17.a – Differenza fra il livello di pressione sonora L_p ed il livello di potenza sonora L_W in un locale in funzione della costante R del locale stesso, della distanza r dalla sorgente e del fattore di direttività Q_θ di quest'ultima.

Consideriamo le quantità $Q_\theta/4\pi r^2$ e $4/S\bar{\alpha}$ della (51.38). Esse misurano il contributo dei campi diretto e diffuso al livello di pressione sonora in un dato punto. Se prevale $Q_\theta/4\pi r^2$, il livello di pressione sonora è dovuto in misura maggiore alla radiazione diretta. Se invece $4/S\bar{\alpha}$ è maggiore di $Q_\theta/4\pi r^2$, l'assorbimento del locale gioca un ruolo importante nella determinazione di L_p.

La condizione di campo diffuso prevalente, nel caso di sorgenti omnidirezionali distanti dalle pareti ($Q_\theta = 1$), è data da

$$\frac{4}{S\bar{\alpha}} \gg \frac{1}{4\pi r^2}$$

ossia si verifica quando

$$r^2 \gg \frac{S\bar{\alpha}}{16\pi} = 0{,}02\,S\bar{\alpha}$$

Si chiama *distanza critica* la distanza dalla sorgente sonora a partire dalla quale il campo diretto comincia ad essere inferiore a quello diffuso.

Consideriamo il caso di un operaio in un'officina. Se sosta prevalentemente in prossimità di una macchina rumorosa, egli si trova nel campo diretto ed i materiali fonoassorbenti sulle pareti dell'officina non recano contributi apprezzabili. Se invece

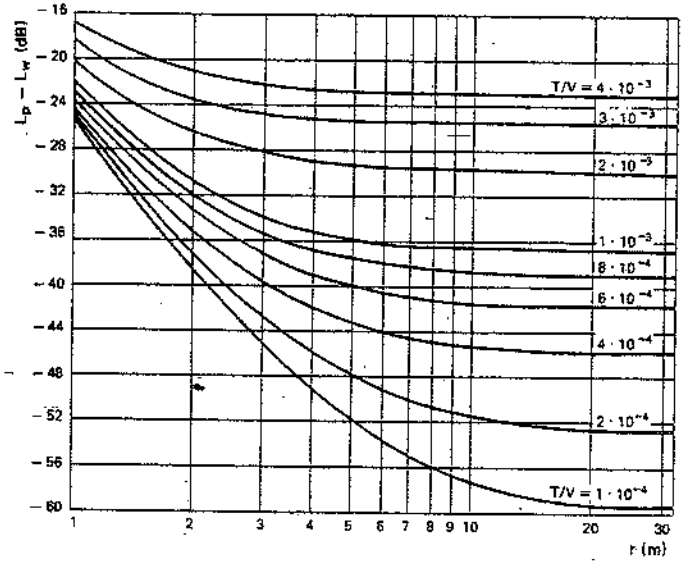


Fig. 51.17.b – Grafico per la determinazione della pressione sonora in un ambiente industriale alla distanza r dalla sorgente, per alcuni valori del rapporto T/V (s/m³) e per $Q_\theta = 1$ (v. pag. 1464).

egli staziona lontano dalla macchina, tali materiali risultano utili. In ogni caso, i materiali fonoassorbenti danno un contributo positivo per gli altri operatori che si trovino lontano dalla macchina suddetta e fuori del campo diretto dovuto ad altre macchine del reparto.

In base a quanto si è visto, in un locale con pareti molto assorbenti (vale a dire con $\bar{\alpha}$ prossimo a 1) e contenente una sola sorgente puntiforme, il livello di potenza sonora è determinato dalla sorgente e diminuisce di 3 dB per ogni raddoppio della distanza. Per contro, in un locale con superfici molto riflettenti ($\bar{\alpha}$ piccolo) e lontano dalla sorgente, il livello sonoro è costante e vale $10\lg 4/S\bar{\alpha}$. Se poi la sorgente si trova in prossimità di una parete riflettente, quest'ultima riflette l'energia sonora, per cui – in analogia con lo specchio ottico – si deve considerare una "sorgente immagine" simmetrica alla reale (fig. 51.18). Di conseguenza, il livello sonoro praticamente raddoppia mentre, se la sorgente si trova in vicinanza di uno spigolo, il livello risulta all'incirca quadruplicato; infine, se la sorgente si trova presso un angolo, il livello risulta otto volte maggiore.

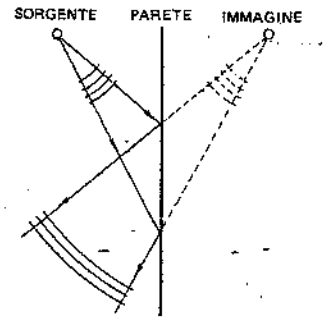


Fig. 51.18 – Un ostacolo piano e liscio riflette un'onda sonora secondo le leggi dell'ottica: l'angolo di incidenza e l'angolo di riflessione sono uguali e giacciono nello stesso piano.

All'atto pratico, si tiene conto di tale fatto attribuendo a Q_θ nelle formule (51.36) e seguenti, i valori (fig. 51.19):

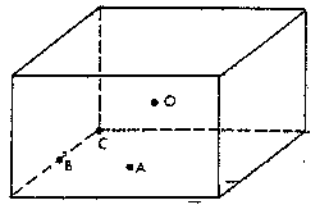
$Q_\theta = 1$ se la sorgente è lontana dalle pareti

$Q_\theta = 2$ se la sorgente è prossima a una parete;

$Q_\theta = 4$ se la sorgente è prossima a uno spigolo;

$Q_\theta = 8$ se la sorgente è prossima a un angolo.

Consideriamo un punto di rilevazione prossimo a una sorgente sonora (ma al di fuori del *campo vicino*): se il rumore cessa, trascorso l'intervallo di tempo t_a occorrente perché l'ultimo suono irradiato dalla sorgente raggiunga l'osservatore, il campo diretto viene meno ed il campo sonoro totale si riduce al solo campo riverberante coesistente in quel punto e che non ha ancora subito alcuna diminuzione (fig. 51.20, fasi *a* e *b*). Quest'ultimo campo resta stazionario fino a quando l'ultima onda sonora del campo diretto è stata riflessa dalle pareti del locale; successivamente, il campo sonoro diffuso diminuisce esponenzialmente come indicato dalla curva *c* della fig. 51.20.



Posizione sorgente	Q_θ
Centro del locale O	1
Centro di una parete A	2
Spigolo fra due pareti B	4
Angolo fra tre pareti C	8

Fig. 51.19 – Valori del fattore di direttività Q_θ di una sorgente sonora in relazione alla posizione di quest'ultima all'interno di un locale.

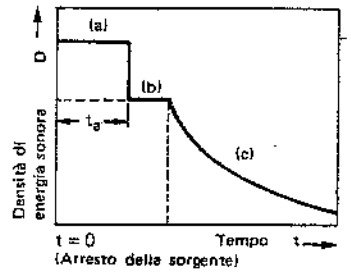


Fig. 51.20 – Variazione del campo sonoro in un punto di un locale, prossimo ad una sorgente sonora che si ferma: (a) campo diretto; (b) campo riverberante; (c) diminuzione progressiva del campo riverberante.

Tempo di riverberazione

Si definisce *tempo di riverberazione* di un locale il tempo necessario perché il livello di pressione sonora scenda di 60dB.

La formula normalmente utilizzata per valutare il tempo di riverberazione, è quella di *Sabine* (T in secondi):

$$T = \frac{60\ V}{1{,}086c\ S\ \bar{\alpha}} \qquad (51.39)$$

dove:

V = volume del locale (m^3);

S = area totale delle superfici assorbenti (m^2);

$A = S\bar{\alpha}$ = assorbimento totale dell'ambiente (m^2).

La (51.39) è sufficientemente approssimata per le applicazioni pratiche (8).

(8) In effetti la diminuzione del campo sonoro in un locale dipende anche dalle dimensioni di quest'ultimo e dalla dislocazione delle superfici assorbenti, ciò che la (51.39) trascura.

A 20°C, il fattore 60/1,086c della (51.39) assume il valore 0,16. Pertanto, risulta:

(51.39 bis) $$T = 0{,}16\frac{V}{S\bar{\alpha}} = 0{,}16\frac{V}{A}$$

ovvero

(51.39 ter) $$A = S\bar{\alpha} = 0{,}16\frac{V}{T}$$

Quando si considera il tempo di riverberazione in luogo dell'assorbimento totale $S = A\bar{\alpha}$, la (51.38) diventa

(51.40) $$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + 25\frac{T}{V}\right)$$

di impiego corrente nei calcoli.

In particolare, se $\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} \gg 25\frac{T}{V}$ (cioè si ha un campo sonoro prevalentemente diretto), si può considerare:

(51.41) $$L_p = L_W + 10\lg\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} = L_W + 10\lg\frac{Q_\theta}{r^2} - 11$$

mentre se $25\frac{T}{V} \gg \frac{Q_\theta}{4\pi r^2}$ (cioè il campo sonoro è prevalentemente diffuso), la (51.40) si può semplificare nella

(51.42) $$L_p = L_W + 10\lg 25\frac{T}{V} = L_W + 10\lg\frac{0{,}16}{A} + 14$$

La fig. 51.17.b, costruita in base alla espressione (51.40), fornisce i valori di $L_p - L_W$ in funzione della distanza r dalla sorgente rumorosa per alcuni valori del rapporto T/V e per $Q_\theta = 1$. La figura evidenzia quanto già detto e cioè: in prossimità della sorgente rumorosa, prevale il campo diretto; a distanza, si ha suono diffuso se l'ambiente è riverberante, mentre prevale ancora il campo diretto se l'ambiente è poco riverberante.

In un ambiente chiuso e per frequenze superiori a 3000÷4000 Hz, l'energia sonora è soggetta a un non trascurabile assorbimento da parte dell'aria.

Si dimostra che, in tale caso, all'assorbimento $A = S\bar{\alpha}$ si deve aggiungere l'addendo 4mV, nel quale V è il volume del locale e m la cosiddetta *costante di attenuazione dell'energia sonora per unità di percorso*, funzione dell'umidità e temperatura dell'aria, nonché della frequenza del suono. La tab. 51.VIII fornisce i valori di 4m per alcuni valori dell'umidità, della temperatura e della frequenza.

Allora, il tempo di riverberazione (formula di Sabine) diventa

(51.43) $$T = 0{,}16\frac{V}{A + 4\,mV}$$

Quando $A \gg 4mV$ (basse e medie frequenze), la (51.43) si riconduce alla (51.39 bis).

Invece, per $A \ll 4mV$ (cioè per le alte frequenze), T tende a 0,16/4m ossia non dipende più dal volume del locale.

Tabella 51.VIII – Valori della costante di attenuazione dell'energia sonora m da parte dell'aria (per unità di percorso) moltiplicati per 4.

Umidità relativa	Temperatura °C	2000 Hz	4000 Hz	6300 Hz	8000 Hz
30%	15°	0.0143	0.0486	0.1056	0.136
	20°	0.0119	0.0379	0.0840	
	25°	0.0114	0.0313	0.0685	
	30°	0.0111	0.0281	0.0564	
50%	15°	0.0099	0.0286	0.0626	0.086
	20°	0.0096	0.0244	0.0503	
	25°	0.0095	0.0235	0.0444	
	30°	0.0092	0.0233	0.0426	
70%	15°	0.0088	0.0223	0.0454	0.060
	20°	0.0085	0.0213	0.0399	
	25°	0.0084	0.0211	0.0388	
	30°	0.0082	0.0207	0.0383	

51.8. PERCEZIONE UDITIVA E VALUTAZIONE DEL SUONO

1) *Sensazione uditiva*

Un suono o un rumore incidente sull'orecchio umano è convertito dall'apparato uditivo in una sensazione fisiologica la cui intensità dipende, oltre che dal livello di pressione sonora delle onde acustiche, anche dalla loro frequenza.

Ciò è dovuto al fatto che l'orecchio umano presenta una sensibilità di risposta diversa alle varie frequenze, di modo che suoni di uguali livelli di pressione sonora provocano una sensazione uditiva differente a seconda della loro frequenza.

Mentre l'energia sonora è una proprietà fisica e come tale quantizzabile mediante misura, la sensazione sonora prodotta da un suono è una entità soggettiva, non misurabile in modo preciso con alcun tipo di strumento.

L'apparato uditivo ha però la capacità di stabilire l'eguaglianza di sensazione uditiva di due suoni di frequenza diversa.

Basandosi su questa proprietà è stato possibile analizzare la capacità di risposta dell'orecchio nei confronti di suoni aventi differenti livelli sonori e frequenze.

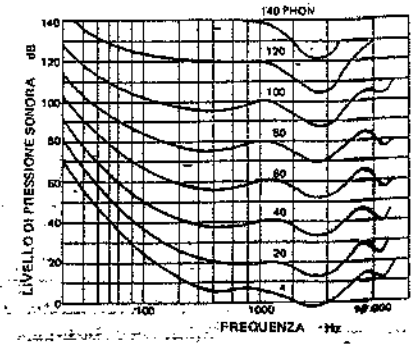


Fig. 51.21 – Audiogramma normalizzato.

2) *L'audiogramma*

La percezione umana dell'intensità di toni puri di frequenze differenti è stata studiata da molti ricercatori, i quali sono pervenuti alla definizione di insiemi di curve di uguale sensazione sonora.

Le curve di fig. 51.21, valide per audizione biauricolare, sono il risultato di ripetute osservazioni condotte su un gran numero di soggetti in condizioni psicolo-

giche e fisiologiche normali e costituiscono nel loro insieme l'*audiogramma normalizzato.*

Ciascuna curva del diagramma indica, nel campo di frequenza compreso tra 20 e 20.000 Hz, i livelli di pressione sonora dei toni puri che provocano la stessa sensazione sonora alle varie frequenze.

Come si vede, il fascio di curve è delimitato da due curve estreme, che racchiudono il campo di udibilità.

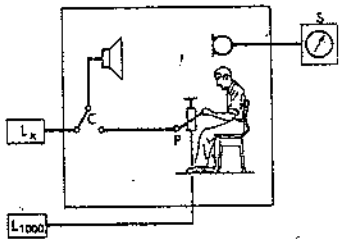


Fig. 51.22 – Misura della sensazione uditiva.

La curva inferiore, passante per 0 dB a 1000 Hz, rappresenta la "soglia di udibilità" e dà la pressione minima percepita da un orecchio sano. La curva superiore, passante per 120 dB a 1000 Hz, rappresenta la "soglia del dolore" e dà la pressione massima tollerata dall'orecchio senza che si determini un danno funzionale immediato.

La determinazione della uguale sensazione sonora prodotta da toni puri di diversa frequenza si effettua confrontando soggettivamente l'intensità del livello di un dato suono con quello di un suono a 1000 Hz.

Nella fig. 51.22 è illustrato schematicamente il metodo di determinazione del livello di sensazione uditiva di un tono di frequenza incognita f_x e di livello di pressione sonora L_x. Il soggetto paragona, l'uno dopo l'altro, il livello dei due suoni azionando il commutatore C e varia, mediante il potenziometro P, quello del suono a 1000 Hz fino ad ottenere uguale sensazione sonora.

Sullo strumento S si leggono le intensità dei due suoni in esame.

3) *Grandezze per la valutazione soggettiva del suono*

Per tradurre la sensazione sonora in grandezze misurabili sono state adottate opportune unità di misura.

a) il *phon* è una unità di *livello di sensazione sonora* numericamente uguale, in corrispondenza della frequenza di 1000 Hz, ai livelli di pressione sonora (dB).

Pertanto, a questa frequenza, il livello di sensazione sonora LS è dato da:

$$(51.44) \qquad LS = 10 \lg \frac{I}{10^{-12}} = 20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} \quad \text{(phon)}$$

Per toni di frequenze diverse, la determinazione del numero di phon avviene per confronto con il tono puro alla frequenza di 1000 Hz secondo la metodologia descritta in precedenza. Dire che un suono ha un livello di sensazione sonora di 60 phon, significa che esso provoca uguale sensazione al livello di pressione sonora di $2 \cdot 10^{-2}$ Pa o a una intensità di 10^{-6} W/m^2.

Ne deriva quindi che ciascuna curva dell'audiogramma (fig. 51.21) rappresenta, nella scala in phon, una *isofonica*; in base a tali curve risulta, per esempio, che 60 dB a 50 Hz, 50 dB a 100 Hz e 40 dB a 1000 Hz danno lo stesso livello di sensazione sonora di 40 phon.

b) il *son* è una unità acustica di *sensazione sonora*, e quindi anch'essa fisiologica, adottata per classificare e comparare le intensità dei suoni sulla base di come sono percepiti e giudicati dall'orecchio.

Si assume, per definizione, che la sensazione sonora di 1 son sia equivalente, alla frequenza di 1000 Hz, a 40 phon. Inoltre, ogni raddoppio della sonorità di un suono corrisponde, sempre a 1000 Hz, a un incremento della intensità sonora pari a 10 phon (10 dB).

Pertanto, la scala dei son presenta il vantaggio che un suono giudicato due volte più intenso di un altro ha un valore numerico doppio di sonorità.

Nella fig. 51.23 si riporta la relazione, standardizzata in campo internazionale (ISO/R 131), fra phon e son.

Analiticamente, la relazione tra sensazione sonora S e livello di sensazione sonora LS, nell'intervallo 20÷120 phon, è espressa da:

$$(51.45) \qquad S = 2^{(LS-40)/10} \quad \text{(son)}$$

ovvero

$$(51.46) \qquad \lg S = 0{,}03\,LS - 1{,}2$$

e inversamente

$$(51.47) \qquad LS = 33{,}3 \lg S + 40 \quad \text{(phon)}$$

Sviluppando la (51.45) si perviene a una espressione dalla quale risulta che la sensazione sonora è proporzionale a $p^{0,6}$.

In base a tale relazione fra pressione e sensazione sonora, si può dire che un provvedimento in grado di diminuire il rumore da 100 a 90 dB, attenua la sensazione sonora da 65 a 32 son (fig. 51.23): ossia non si ha un vantaggio nella sensazione (e quindi nel disturbo) del 10%, bensì del 50% circa.

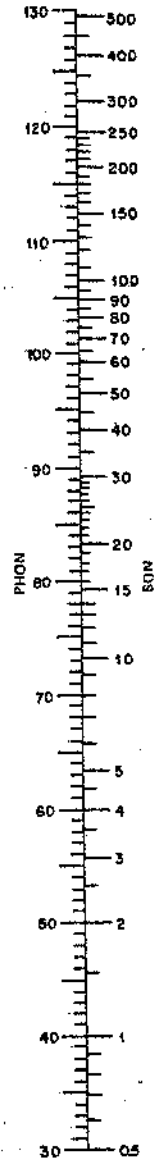


Fig. 51.23 – Relazione fra sensazione sonora in son e livello di sensazione sonora in phon.

51.9. DANNI ALL'UDITO

1) *Conseguenze dell'esposizione al rumore*

In tutte le industrie viene ormai tenuta sotto controllo l'insorgenza di manifestazioni morbose, soprattutto a carico dell'udito, provocate dal rumore.

Nelle indagini, condotte sui posti di lavoro, occorre tenere conto del livello sonoro. Attualmente si ritiene che una stimolazione superiore a 90 dB con ponderazione A (v. § 51.10) sia statisticamente dannosa all'udito dopo alcuni anni di esposizione; si concorda inoltre sul fatto che, per non essere lesiva nel tempo, la stimolazione non dovrebbe superare 85 dB (A).

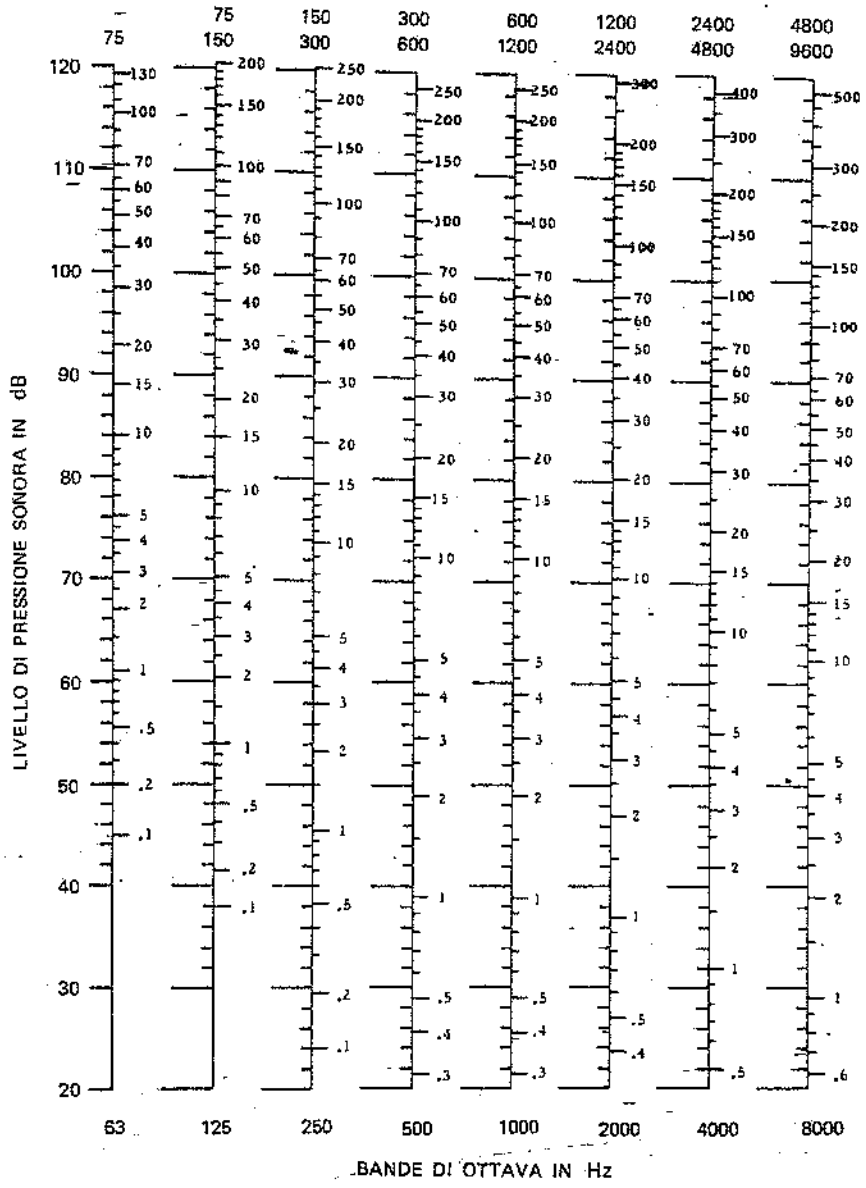


Fig. 51.24 – Sensazione sonora in son, in funzione del livello di pressione sonora per banda di ottava.

Prescindendo dai rumori a carattere impulsivo (per esempio, lo scoppio di una mina) che possono produrre danni immediati, come la rottura della membrana del timpano, i danni a carico dell'apparato uditivo di chi lavora in ambienti inquinati da rumore sono generalmente progressivi.

Dapprima si manifestano perdite temporanee di udito unite a ronzii e stanchezza. Successivamente, subentra una perdita permanente di udito e la parola diventa meno intelliggibile.

In seguito, si può riscontrare una sordità manifesta, con difficoltà ad ascoltare e seguire una normale conversazione e un audiogramma nettamente patologico.

Oltre ai danni propri dell'apparato uditivo, il rumore superiore ad un dato livello può essere responsabile di alterazioni extra-uditive, che rientrano nella "sindrome generale da rumore" (irritabilità, nevrosi, astenia muscolare, ipertensione, dimagrimento, anoressia, disturbi cardio-circolatori, turbe della elettrogenesi cerebrale).

La tabella UNI 9432-89 fornisce criteri per stabilire se il rischio di ipoacusia rientra entro limiti determinati.

2) *Valutazione del rischio di esposizione*

I rilievi effettuati nell'industria ai fini della valutazione del rischio di ipoacusia per le maestranze possono richiedere, a seconda del criterio di rischio cui si fa riferimento:

1. La conoscenza dei livelli sonori o lo spettro a bande d'ottava del rumore: queste misure sono eseguite con un fonometro provvisto di filtri a bande d'ottava nel caso di rumore stazionario o lentamente variabile; il microfono viene posto nelle immediate vicinanze dell'orecchio dell'operatore.

2. La conoscenza del livello globale equivalente L_{eq}, definito come livello sonoro di valore costante la cui energia, a parità di tempo di rilievo, è uguale a quella del rumore fluttuante in esame. Il livello equivalente di un rumore variabile è dato dalla seguente espressione:

$$L_{eq} = 10 \lg \frac{1}{T} \int_0^T 10^{\frac{L(t)}{10}} dt \qquad \text{dB (A)} \tag{51.48}$$

dove:
T = tempo di misura espresso in secondi;
t_i = intervallo di tempo (in secondi) durante il quale il livello sonoro è $L_i \pm \Delta$dB (A);
n = numero totale degli intervalli t_i ($\Sigma t_i = T$).

Il valore di L_{eq} della (51.48) viene direttamente misurato mediante apparecchi a valutazione continua, denominati *fonometri integratori*.

Se le misure del rumore in esame sono effettuate ad intervalli di tempo uguali Δt ed il tempo totale di rilevamento è $n \cdot \Delta t$, il livello globale equivalente è dato dalla:

$$L_{eq} = 10 \lg \left[\frac{1}{n} \sum_1^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right] \qquad \text{dB (A)} \tag{51.49}$$

In questo caso, i valori dei livelli L_i sono rilevati mediante un fonometro normale, trattandosi di letture discontinue.

La determinazione del livello equivalente deve tenere conto del funzionamento delle macchine (velocità, tipo di pezzo da lavorare, durata dei cicli e delle pause), del rumore di fondo, della posizione e degli spostamenti degli operatori, ecc.

51.10. STRUMENTI PER LA MISURA DEL RUMORE

Di seguito si illustrano brevemente le caratteristiche funzionali degli strumenti di più frequente impiego per la valutazione e l'analisi dei rumori.

Fonometro o misuratore di livello sonoro

Lo strumento base è il misuratore di livello sonoro, di solito denominato *fonometro*, essenzialmente costituito da (fig. 51.25): un microfono, un preamplificatore microfonico, un attenuatore variabile, reti di ponderazione ed eventualmente una serie di filtri, un amplificatore di uscita, un rivelatore quadratico, un convertitore logaritmico e uno strumento indicatore (nei tipi più recenti l'indicazione è anche di tipo numerico).

Il microfono, collegato a un preamplificatore atto a trasformare l'alta impedenza del microfono stesso in bassa impedenza, capta i segnali acustici e li trasforma in variazioni di tensione elettrica, amplificate dal preamplificatore di ingresso. A valle di quest'ultimo, il segnale passa attraverso reti di ponderazione ed eventuali filtri "passa banda", selezionabili mediante un apposito commutatore.

Il segnale, nuovamente amplificato, viene quindi inviato al rivelatore che fornisce un segnale proporzionale al valore efficace (9) o al valore di picco (10), indicato direttamente in dB sull'apposito strumento indicatore (11).

Descriviamo di seguito le caratteristiche dei principali componenti dei fonometri.

a) *Microfono*

La fig. 51.26 illustra il cosiddetto microfono a condensatore, impiegato per fonometri di precisione.

Una membrana metallica è disposta in prossimità di un elettrodo fisso, formando con esso un condensatore. Tra membrana ed elettrodo è applicata una tensione continua. Sotto l'effetto della pressione sonora, la membrana si inflette e fa variare la capacità del condensatore. Di conseguenza, varia anche, e viene opportunamente amplificata, la tensione ai capi di una resistenza.

(9) Si definisce *valore efficace* V_{eff} di un segnale elettrico x(t) il valore quadratico medio nel tempo T dell'ampiezza del segnale. Analiticamente:

$$V_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)\,dt}$$

(10) Si definisce *valore di picco* il valore massimo dell'ampiezza raggiunta dal segnale in un certo intervallo di tempo.

(11) Con il fonometro, occorre disporre di una sorgente campione che, adattandosi meccanicamente al microfono, consenta di tararlo all'atto dell'impiego. Trattasi di piccoli altoparlanti che, alimentati a una determinata frequenza e tensione, generano un suono di livello prestabilito che viene letto al fonometro: se la lettura è discordante, si regola il fonometro sul valore dell'apparecchio di taratura. Esistono anche apparecchi meccanici (detti *pistonofoni*) nei quali un pistone, comandato da un eccentrico, si muove a velocità ed ampiezza prestabilite: in tal modo, in una camera di determinate dimensioni si produce un livello sonoro noto, che viene misurato con il fonometro.

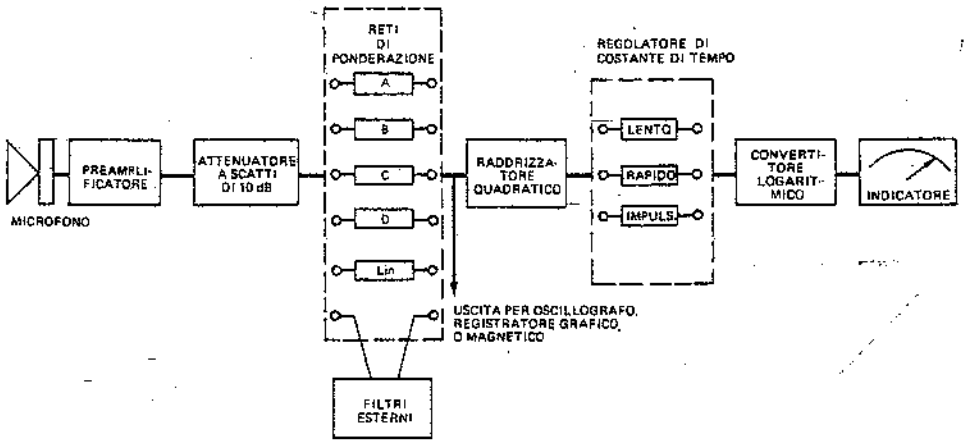


Fig. 51.25 – Schema di un fonometro.

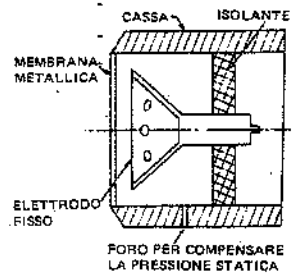


Fig. 51.26 – Schema di un microfono a condensatore.

b) *Reti di ponderazione e filtri "passa banda"*

I fonometri sono generalmente dotati di reti di ponderazione (sovente impropriamente chiamate filtri), indicate con le lettere A, B, C, D e Lin (lineare), e di filtri "passa banda".

Le reti di ponderazione A, B, C, D modificano, in corrispondenza delle bande di frequenza comprese fra 20 e 20.000 Hz, i livelli di pressione sonora di un segnale incidente sul microfono, in modo da renderli simili a quelli effettivamente percepiti dall'orecchio umano.

A seconda della rete impiegata, i valori delle misure si indicano con i simboli dB (A), dB (B), dB (C), dB (D).

In fig. 51.27 sono riportate le correzioni introdotte dalle reti A, B, C, D.

La curva A dà una risposta simile a quella dell'orecchio ai valori bassi di pressione sonora, la curva B ai livelli medi e la C ai livelli alti. La curva D, infine, viene utilizzata per la misura del rumore generato dagli aerei.

Studi recenti hanno evidenziato che la curva A può essere validamente impiegata per la valutazione del rischio di esposizione a rumori anche di intensità elevata. Inoltre, numerose raccomandazioni (riguardanti tollerabilità del rumore, valutazioni di rumorosità e limiti di pericolosità) fanno riferimento alla sola scala di ponderazione

A. La tab. 51.IX fornisce i valori del livello di pressione sonora con ponderazione A rilevabili in alcuni ambienti di lavoro industriali.

In posizione Lin, i segnali incidenti non subiscono alcuna correzione.

Per quanto riguarda i filtri "passa banda", essi sono caratterizzati dal fatto di consentire il passaggio senza introdurre correzioni alle sole componenti del segnale la cui frequenza cade nella banda sulla quale ciascuno di essi è sintonizzato. Nell'analisi dei rumori industriali, i filtri "passa banda" più impiegati sono quelli a ottava e a terzi d'ottava.

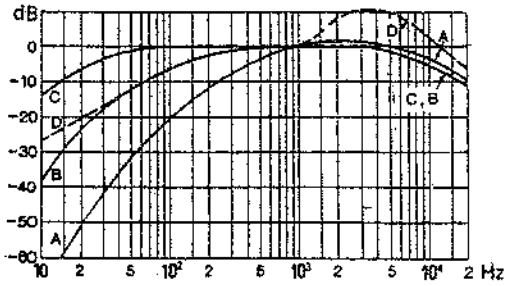


Fig. 51.27 – Curve di risposta delle reti di ponderazione A, B, C, D dei fonometri.

Tabella 51.IX – Valori del livello sonoro in alcune aree di lavoro.

Area di lavoro	Valori osservati dB (A)
Stampaggio	90-105
Assemblaggio	90-100
Lavorazioni meccaniche	85-95
Fonderie	90-105
Avvolgitrici	90-100
Torni automatici	87-92
Attrezzeria	80-85
Magazzini	70-85
Uffici di officina	65-80

c) *Rivelatore*

Il rilevatore è costituito da un raddrizzatore e da reti elettriche a resistenza-capacità, le cui costanti di tempo determinano la rapidità di risposta dell'indice dello strumento nei confronti delle variazioni del segnale di ingresso. Nei fonometri di qualità si può scegliere, mediante specifico commutatore, fra le seguenti costanti di tempo di risposta:

– lenta: tanto il tempo di salita quanto quello di discesa sono pari a 0,5 s;
– veloce: tempi di salita e di discesa pari entrambi a 0,1 s;
– impulso: tempo di salita 35 ms (costante di tempo dell'orecchio umano) e tempo di discesa 3 s;
– picco: tanto il tempo di salita quanto quello di discesa sono pari a 20 μs.

In quest'ultima posizione vi è anche la possibilità di memorizzare il valore di picco del segnale.

Apparecchi ausiliari

a) *Registratori grafici di livello*

Questi apparecchi registrano il livello sonoro in funzione del tempo e consentono di valutare i livelli di rumori fluttuanti e impulsivi.

Sono utilizzati, fra l'altro, per la misura del tempo di riverberazione dei locali e per analisi di frequenza.

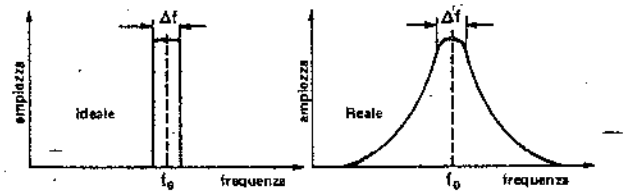


Fig. 51.28 – L'analizzatore di frequenza seleziona le componenti del rumore contenute in una banda costante Δf di centro f_{0_0}.

b) *Analizzatori di frequenza*

Un analizzatore di frequenza è uno strumento che permette di selezionare dal rumore di ingresso solo le componenti contenute in una certa banda di frequenza Δf, chiamata *banda passante*, il cui centro coincide con la frequenza f_0 sulla quale è sintonizzato. Tutte le altre componenti del segnale sono fortemente attenuate; questa caratteristica è illustrata nell'esempio di fig. 51.28.

Spostando la banda Δf sull'intero campo di variabilità ovvero cambiando f_0, si può ottenere la misura di un intero spettro di frequenze.

Gli analizzatori più comuni sono:

– *a larghezza di banda costante*: la banda Δf rimane costante in corrispondenza delle frequenze f_0 dell'intero campo di variabilità;
– *a larghezza di banda percentuale costante*: la banda Δf è una percentuale costante di f_0, ovvero $\Delta f/f_0$ = costante; quindi Δf varia a seconda della frequenza f_0 sulla quale l'analizzatore viene sintonizzato.

L'analizzatore a larghezza di banda percentuale costante è il più comunemente impiegato per analisi di rumore industriale; le bande sono ad ottave o a terzi di ottava. La fig. 51.29 riporta lo schema a blocchi di un analizzatore di frequenza.

c) *Strumenti vari*

Gli strumenti in precedenza descritti sono quelli normalmente impiegati per misure di rumore industriale.

Vi sono poi altre apparecchiature che permettono di ottenere, più rapidamente degli analizzatori, i risultati delle analisi o di acquisire ulteriori informazioni sul rumore in esame oppure di elaborarlo statisticamente.

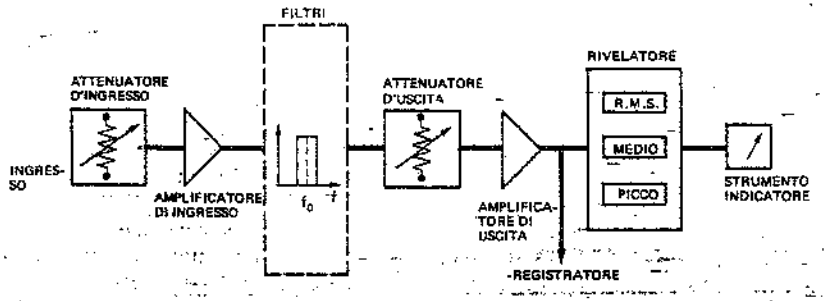


Fig. 51.29 – Schema a blocchi di un analizzatore di frequenza.

In particolare, l'*intensimetro* consente di rilevare la potenza sonora attiva emessa da una macchina che, per dimensioni o per altro motivo, non possa essere introdotta in una camera anecoica; la potenza sonora si ottiene integrando i valori riscontrati in diverse posizioni circostanti la macchina.

Si ricordano inoltre:

- l'*analizzatore in tempo reale*: visualizza o descrive, scegliendo opportuni tempi di integrazione, gli spettri di frequenza di un rumore;
- l'*analizzatore di distribuzione statistica dei livelli sonori*: rileva, ad intervalli regolari di tempo, il livello sonoro di un rumore e lo registra in classi di livelli di larghezza prefissata a seconda delle necessità;
- il *misuratore di livello sonoro equivalente* o *dosimetro* già citato a pag. 1469.

Al termine di questa breve rassegna sulla strumentazione, si ricorda che le norme UNI forniscono principi generali e metodi per la determinazione del rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature. In particolare, la UNI 9432-89 riguarda la determinazione del livello di esposizione personale al rumore negli ambienti di lavoro.

51.11. NORMATIVA SUL RUMORE

In molti Paesi sono state promulgate leggi che impongono, in forma più o meno generica, la protezione dal rumore.

A tali leggi si affiancano norme e raccomandazioni specifiche che riportano criteri di valutazione dei livelli di rumorosità e stabiliscono limiti massimi di accettabilità per rumori continui o lentamente variabili.

Per quanto riguarda il rumore impulsivo, esso è ancora difficilmente normalizzabile come modalità di misura ed accettabilità.

La valutazione del rischio di ipoacusia viene eseguita facendo riferimento a limiti massimi di esposizione al rumore, che tengono conto del livello sonoro (L) e del tempo (t) di esposizione delle maestranze. Il prodotto di questi due fattori (L·t) viene comunemente definito "dose di rumore".

Tuttavia, per la particolare suscettibilità al rumore di alcuni soggetti, i limiti di tollerabilità non possono garantire la protezione della totalità delle persone: ne deriva la necessità di esami audiometrici preventivi e periodici di tutte le persone esposte al rumore a partire da livelli di rumorosità di 5÷10 dB inferiori al limite massimo ammesso.

La situazione italiana

Gli articoli 659 del codice penale, 844 del codice civile e 66 del R.D. 18 giugno 1931, n. 773 ("Testo Unico delle Leggi di Pubblica Sicurezza") fanno cenno alla rumorosità nei confronti della collettività, mentre per quanto riguarda l'ambiente di lavoro l'art. 24 del D.P.R. 19 marzo 1956, n. 303 ("Norme generali per l'igiene del lavoro") dispone che nelle lavorazioni che producono scuotimenti, vibrazioni o rumori dannosi ai lavoratori, si adottino i provvedimenti consigliati dalla tecnica per ridurne le intensità.

Successivamente, sono state emesse le disposizioni di seguito citate.

1) Il D.M. 18 aprile 1973: fra le malattie per le quali è obbligatoria la denuncia contro gli infortuni sul lavoro e le malattie professionali, include l'ipoacusia e la sordità provocate da rumore.

2) Il D.P.R. 9 giugno 1975, n. 482: elenca le malattie professionali ed i rispettivi periodi massimi di indennizzabilità dalla cessazione del lavoro: in particolare, considera l'ipoacusia e la sordità da rumori, indicando un certo numero di lavorazioni che possono provocarla. In tutti i casi indicati, il periodo di indennizzabilità è di 4 anni.
3) Il D.M. 18 dicembre 1975 ("Norme tecniche aggiornate relative all'edilizia scolastica"): fornisce criteri di valutazione dei requisiti acustici dell'edilizia scolastica, anche per quanto riguarda gli impianti di riscaldamento e di aerazione.
4) Il decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277, prescrive le seguenti norme a protezione dei lavoratori contro i rischi per l'udito e per la salute.
   a) Livello di *esposizione quotidiana* al rumore L_d espresso in dB(A) e riferito a 8 ore giornaliere (12):

$$L_d = 10\log_{10}\frac{1}{T_e}\int_0^{T_e}\left[\frac{p_A(t)}{p_0}\right]^2 dt + 10\log_{10}\frac{T_e}{T_0} \qquad (51.50)$$

   essendo:
   T_e = durata quotidiana dell'esposizione personale al rumore, compreso il lavoro straordinario;
   T_0 = 8 ore = 28.800 s;
   $p_0 = 20\,\mu Pa$;
   p_A = pressione acustica istantanea ponderata, in pascal, misurata all'altezza dell'orecchio della persona (preferibilmente in sua assenza).
   Con la (51.50) si determina un "livello equivalente" riferito a 8 ore giornaliere, corretto con l'eventuale maggiore o minore durata dell'esposizione al rumore.
   b) Livello di *esposizione settimanale* al rumore, quale media dei valori L_d relativi ai giorni lavorativi della settimana (13):

$$L_W = 10\log_{10}\left[\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{m}10^{0,1\cdot L_{di}}\right] \qquad (51.50\text{ bis})$$

   dove L_{di} sono i valori di L_d per ognuno degli m giorni della settimana considerata.

Nei luoghi di lavoro che comportano un'esposizione quotidiana compresa fra 80 e 85 dB (A), il datore di lavoro deve informare i lavoratori od i loro rappresentanti sui possibili rischi all'udito, sulle misure di protezione adottate, sulla funzione dei mezzi individuali di protezione (nelle circostanze in cui ne sia previsto l'uso); deve inoltre illustrare il ruolo del controllo sanitario da parte del medico competente.

Se l'esposizione quotidiana al rumore è compresa fra 85 e 90 dB(A), non solo sono richieste misure protettive per i lavoratori (in particolare, una adeguata formazione sull'uso corretto dei mezzi individuali di protezione dell'udito), ma gli stessi devono essere sottoposti a controllo sanitario periodico.

Infine, se l'esposizione quotidiana supera 90 dB(A), il datore di lavoro, oltre agli interventi sopra citati, deve ridurre al minimo i rischi derivanti dall'esposizione al rumore, privilegiando gli interventi alla sorgente. Deve inoltre esporre una appropriata segnaletica e – ove possibile – perimetrare i

(12) L'esposizione quotidiana personale non tiene conto degli effetti di un qualsiasi mezzo individuale di protezione

(13) Si fa riferimento alla esposizione media settimanale quando quella quotidiana è variabile da un giorno all'altro.

luoghi "inquinati" (14).

Si ritiene peraltro probabile che le soglie di rumore negli ambienti di lavoro vengano prima o poi ridotte rispettivamente da 85 a 82 dB(A) e da 90 a 87 dB(A). Pertanto, anche nel campo del rumore, come negli altri settori ambientali, occorre sempre – prima di affrontare le situazioni in essere – aggiornarsi sullo stato dell'arte della normativa.

Tabella 51.X – Limiti massimi del livello sonoro equivalente relativi alle classi di destinazione d'uso del territorio.

Classi	Aree	L_{eq} in dB(A)	
		giorno	notte
I	particolarmente protette (1)	50	40
II	prevalentemente residenziali (2)	55	45
III	di tipo misto (3)	60	50
IV	di intensa attività umana (4)	65	55
V	prevalentemente industriali	70	60
VI	esclusivamente industriali	70	70

(1) Aree con scuole, ospedali, parchi, ecc.

(2) Aree urbane con bassa densità di popolazione e traffico veicolare prevalentemente locale.

(3) Aree con media densità abitativa, limitata presenza di attività artigianali, traffico locale e di attraversamento; aree rurali ove si impieghino macchine operatrici.

(4) Aree con alta densità di popolazione, elevata presenza di attività artigianali e commerciali, intenso traffico veicolare.

5) Il D.P.C.M. 1 marzo 1991 precisa i limiti massimi di esposizione al rumore nell'ambiente esterno, variabili in relazione alle destinazioni d'uso dei territori comunali. Questi ultimi sono classificati in 6 aree di riferimento per ognuna delle quali sono indicati i valori limite ammissibili di rumorosità diurna e notturna (tab. 51.X). Nel 1995 è stata emanata la "Legge quadro sull'inquinamento acustico" (L. 26 ottobre 1995, n. 447) che, oltre ad alcune definizioni inerenti al rumore, precisa le competenze di stato, regioni, province e comuni per la tutela dall'inquinamento acustico.

6) I D. Lgs. 19 settembre 1994, n. 626, e 19 marzo 1996, n. 242, coinvolgono la sicurezza sul lavoro nei confronti del rumore imponendo l'organizzazione del servizio di prevenzione e protezione dai rischi professionali, la sorveglianza sanitaria, l'informazione e la formazione dei lavoratori in materia. Nei decreti citati sono inoltre indicativamente elencati i dispositivi di protezione dell'udito e si prescrive che il rumore emesso dalle attrezzature appartenenti ai posti di lavoro venga preso in considerazione fin dal momento della sistemazione dei posti stessi.

Normative statunitensi

Prima dell'emanazione del decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277, la progettazione industriale e gli interventi di controllo e di valutazione relativi alla rumorosità negli ambienti di lavoro facevano riferimento a regolamentazioni straniere, in particolare alle normative adottate negli Stati Uniti e precisamente:
a) le curve CHABA;
b) il livello globale OSHA.

a) *Criterio di rischio* CHABA

Il criterio di rischio CHABA, derivato da uno studio del *Committee on Hearing Bioacoustics and Biomechanics*, è basato su nove curve di livelli per bande d'ottava (fig. 51.30) aventi un andamento simile a quello relativo alla sensibilità dell'orecchio e corrispondenti ciascuna a tempi di esposizione che variano da meno di 1,5 a 480 minuti.

(14) Il D. Lgs. 14 agosto 1996, n. 493 indica i segni grafici per segnalare pericoli od obblighi connessi alla rumorosità ambientale (v. figure e prescrizioni riportate a fine capitolo).

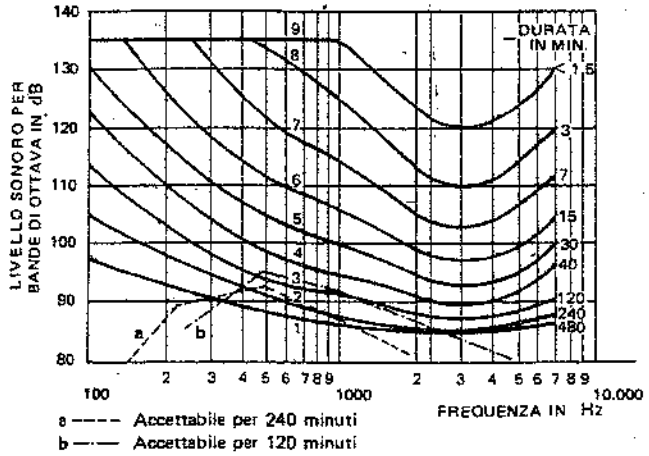


Fig. 51.30 – Curve di valutazione del rumore secondo il criterio di rischio CHABA per esposizione ininterrotta.

La curva inferiore, contraddistinta dal numero 1, indica il livello sonoro che può essere tollerato con esposizione ininterrotta di 8 ore al giorno per 5 giorni la settimana: tale curva equivale ad un livello sonoro di circa 90 dB(A).

La curva 2 vale per esposizione ininterrotta di 240 minuti al giorno; la curva 3 per 120 minuti e così via. La curva 9, più alta, indica il livello sonoro massimo tollerabile senza mezzi di protezione.

L'incremento del livello sonoro accettabile, in funzione della riduzione del periodo di esposizione, varia con la frequenza e l'intensità del suono.

In media, il livello del rumore ancora accettabile aumenta di circa 5 dB per ogni dimezzamento del periodo di esposizione.

Per valutare un rumore, se ne riporta lo spettro a bande di ottava sul grafico di fig. 51.30: il periodo di esposizione accettabile è dato dalla curva più alta superata dallo spettro. Ad esempio, lo spettro a, che supera la curva 2 a 500 Hz, si riferisce a un rumore tollerabile per esposizione ininterrotta di 240 minuti al giorno; lo spettro b, che supera con due bande la curva 3, è tollerabile per 120 minuti.

b) *Criterio di rischio OSHA*

Questo criterio, messo a punto dall'*Occupational Safety and Health Administration* (O.S.H.A.), è stato adottato dalla legislazione statunitense sul rumore.

Esso definisce la dose di rumore in funzione dei tempi di esposizione, assumendo come valore limite accettabile 90 dB(A) di livello sonoro equivalente per 8 ore giornaliere di lavoro e per 5 giorni settimanali.

Nella tab. 51.XI sono riportati i livelli di rumore consentiti in funzione del tempo di esposizione.

Tabella 51.XI – Livelli OSHA di esposizione al rumore stazionario.

Ore al giorno	Livello del rumore dB(A)
8	90
6	92
4	95
3	97
2	100
1 1/2	102
1	105
1/2	110
1/4 o meno	115

Come si può notare dalla tabella, ad ogni dimezzamento del tempo di esposizione corrisponde un aumento del livello di rumore pari a 5 dB(A).

La norma prevede che, se un lavoratore è esposto a rumori di livelli diversi per due o più periodi di tempo successivi, si consideri il loro effetto globale e non l'effetto di ciascuno di essi.

Tale effetto globale viene determinato mediante la seguente somma di rapporti:

(51.51) $$S = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \ldots + \frac{C_n}{T_n}$$

dove:
C_n = tempo totale di esposizione al livello di un determinato suono n;
T_n = tempo limite consentito per l'esposizione a quel livello sonoro.

Poiché il limite massimo consentito corrisponde a S = 1, quando la somma S è superiore a 1 la durata di esposizione al rumore globale è inaccettabile.

Così, ad esempio, nel caso di un ambiente in cui i livelli sonori sono di:
– 95 dB(A) per 3 ore (valore limite 4 ore),
– 90 dB(A) per 4 ore (valore limite 8 ore),
– 85 dB(A) per 1 ora (non vi sono limiti),
l'effetto globale è dato dalla somma:

$$S = \frac{3}{4} + \frac{4}{8} + 0 = 1{,}25$$

superiore al limite ammesso.

È importante rilevare che, quando l'esposizione al rumore raggiunge o supera il livello equivalente di 85 dB(A), la normativa OSHA obbliga il datore di lavoro ad effettuare controlli audiometrici sui dipendenti coinvolti e ad adottare mezzi personali di protezione.

Tabella 51.XII – Livelli OSHA di esposizione a rumori impulsivi.

Livello del rumore dB (Lin) impulsivo	Impulsi/giorno
140	100
130	1.000
120	10.000

Normativa sul rumore impulsivo

Solo negli Stati Uniti sono stati proposti dei limiti per il rumore impulsivo. Nel 1974, infatti, la O.S.H.A. ha definito impulsivo il rumore che raggiunge la sua intensità di picco in non più di 30 millisecondi, diminuisce di 20 dB(A) da tale valore in non più di 500 millisecondi e presenta una ripetitività fra picco e picco non inferiore a 0,5 secondi. Inoltre, ha indicato i livelli sonori massimi ammissibili di esposizione in rapporto al numero di impulsi in 8 ore lavorative giornaliere (tab. 51.XII)

51.12. IL CONTROLLO DEL RUMORE

Per facilitarne la consultazione, si riportano le formule essenziali per il calcolo dei livelli di rumore provocati da una sorgente di potenza sonora W nei casi che più frequentemente interessano gli impiantisti, aggiungendo alcune nozioni utili per gli interventi volti a ridurre i livelli di rumore negli ambienti di lavoro.

Nell'esposizione che segue non si farà più riferimento alla frequenza: in realtà, i vari calcoli vanno ripetuti per più valori della stessa ovvero per le singole bande di frequenza (d'ottava o terzi d'ottava).

1) Propagazione nell'atmosfera

a) *Sorgente puntiforme (irradiante uniformemente) in uno spazio libero.* Il livello di pressione sonora in un punto distante r dalla sorgente è dato dalla

(51.23) $$L_p = L_W - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se è noto il livello di pressione sonora L_o in un punto distante r_o metri dalla sorgente, il livello L_p in un punto qualsiasi distante r può essere valutato, senza la preventiva misurazione di L_W, mediante la legge dell'inverso della distanza

(51.21) $$L_o = L_p + 20 \lg \frac{r}{r_o}$$

Il livello di pressione sonora diminuisce di 6 dB per ogni raddoppio della distanza.

b) *Sorgente puntiforme (irradiante uniformemente) in prossimità del suolo,* senza ostacoli vicini (propagazione semisferica). Si applica la

(51.24) $$L_p = L_W - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

Il livello di pressione sonora diminuisce di 4 dB per ogni raddoppio della distanza.

c) *Sorgente direzionale in uno spazio libero.* Il livello di pressione sonora *direzionale* è dato dalla

(51.26) $$L_\theta = L_W + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 11$$

Se è noto L_o, cioè il livello di pressione sonora a una distanza r_o dalla sorgente, il livello di pressione sonora L_θ in un punto alla distanza r e nella stessa direzione, può essere calcolato applicando direttamente la (51.21), perché L_o tiene già conto della direttività. Se invece il punto si trova in una direzione diversa, si deve tenere conto dei due differenti guadagni direzionali (v. l'espressione 51.25), per cui la formula da applicare è

(51.52) $$L_o - L_p = 20 \lg \frac{r}{r_o} + G_o - G$$

d) *Sorgente direzionale in prossimità del suolo,* senza ostacoli (propagazione direzionale semisferica):

(51.27) $$L_o = L_W + G - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 8$$

2) Propagazione negli ambienti

Il livello di pressione sonora all'interno di un locale avente determinate caratteristiche e nel quale si trovi una sorgente di rumore di potenza sonora W, è dato dalla

(51.40) $$L_p = L_W + 10 \lg \left(\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + 25 \frac{T}{V}\right)$$

Fra la sorgente e la cosiddetta distanza critica, essendo prevalente il campo diretto, il livello sonoro è praticamente quello che si avrebbe nel caso in cui la sorgente si trovasse in un campo libero. Oltre tale distanza critica, il campo sonoro è prevalente-

mente riverberante e rimane pressoché costante (fig. 51.9). La posizione del punto critico dipende dal valore dei due termini fra parentesi della (51.40).

In prima approssimazione e in mancanza di indicazioni più precise, per Q_θ si possono assumere i valori riportati in fig. 51.19.

3) Trasmissione attraverso pareti

a) Da un locale a un altro

È il caso di una sorgente sonora ubicata in un locale, mentre l'osservatore si trova in un locale adiacente, separato dal primo da una struttura divisoria (parete, pavimento o soffitto).

Supponiamo, per semplicità, che in entrambi i locali sussistano condizioni di campo diffuso (nel caso del primo locale tale ipotesi è valida a condizione che la sorgente rumorosa non sia troppo vicina alla struttura divisoria). Allora il livello di pressione sonora L_1 nel locale in cui si trova la sorgente si può considerare costante e vale (15):

$$L_1 = L_W + 10 \lg 25 \frac{T}{V} \qquad (51.42)$$

Il livello di pressione sonora L_2 nel locale adiacente dipende dal *fonoisolamento* (o *potere fonoisolante*) del sistema divisorio e dall'*assorbimento acustico* del locale stesso.

Come sappiamo (v. § 51.6), il fonoisolamento dipende dalle caratteristiche costruttive e di posa in opera della parete (16); la tab. 51.XIII fornisce i valori di R_m per alcuni tipi di pareti.

L'assorbimento acustico è invece legato alle caratteristiche del locale ricevente. In definitiva risulta:

$$L_1 - L_2 = R_m - 10 \lg \frac{A_2}{S_p} = R_m + 10 \lg \frac{S_p}{A_2} = R_m + 10 \lg \frac{S_p T_2}{0{,}16 V_2} \qquad (51.53)$$

dove:
R_m = fonoisolamento della struttura divisoria (dB);
S_p = area della parete divisoria (m^2);
$A_2 = S_2 \bar{\alpha}_2 = 0{,}16 V_2/T_2$ = assorbimento del locale ricevente (m^2);
V_2 = volume del locale 2 (m^3);
T_2 = tempo di riverberazione del locale 2 (secondi).

Se con *b* si indica la profondità del locale ricevente (in metri) misurata normalmente alla parete divisoria, risulta $V_2 = S_p \cdot b$ e la (51.53) si può anche scrivere:

$$L_1 - L_2 = R_m + 10 \lg \frac{T_2}{0{,}16 b} \qquad (51.53\text{ bis})$$

b) Da un locale all'esterno

Supponendo che nel locale in cui si trova la sorgente sonora si abbia un campo diffuso, il livello di pressione sonora dentro il locale stesso si valuta ancora mediante la

$$L_1 = L_W + 10 \lg 25 \frac{T}{V} \qquad (51.42)$$

(15) Se la sorgente ed il relativo locale sono già operanti, tale livello si misura direttamente.

(16) Il potere fonoisolante di una parete viene determinato in laboratorio, in base a prescrizioni unificate (ISO R140).

Il livello di pressione sonora L_2 all'esterno del locale rumoroso può essere in prima approssimazione valutato mediante l'espressione

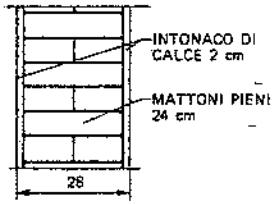
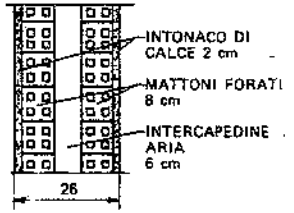
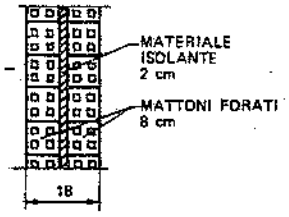
$$L_2 = L_1 - R_m + 10 \lg \frac{S}{S_o} - 20 \lg \frac{r}{r_o} - 14 \qquad (51.54)$$

dove:
R_m = potere fonoisolante della parete del locale;
S = area della parete (m^2);
r = distanza dalla parete (m);
S_o = 1 m^2;
r_o = 1 m.

c) Attraverso una cabina fonoisolante

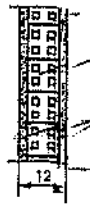
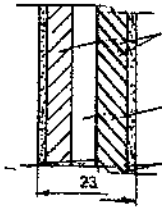
Sovente, per ridurre il rumore provocato in un locale da una macchina di potenza sonora W, si deve racchiudere quest'ultima con una cabina costruita con materiali

Tabella 51.XIII – Potere fonoisolante di strutture eseguite a regola d'arte.

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
	415	46	50	53	57
	178	40	45	48	53
	170	49	46	46	57

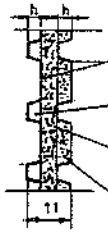
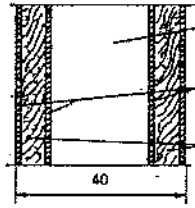
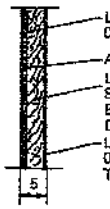
(segue)

(segue tabella 51.XIII)

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
 MATTONI FORATI 8 cm; INTONACO DI GESSO 2 cm; 12	100	34	38	44	48
ERACLIT 7,5 cm; INTERCAPEDINE ARIA 1 cm; INTONACO 1 cm; 18	94	42	58	60	66
 CONGLOMERATO FIBROSO CEMENTIZIO 6,5 cm; INTERCAPEDINE ARIA 6 cm; INTONACO 2 cm; 23	74	40	50	55	63
CONGLOMERATO IN POMICE 4 cm; 4	40	30	29	33	46

(segue)

(segue tabella 51.XIII)

STRUTTURA DELLA PARETE	Massa areica della parete kg/m²	Isolamento acustico alle diverse frequenze (Hz) in dB 250	500	1000	2000
 GALBESTOS h 3,5 cm SPESS. 2 mm; INTERCAPEDINE ARIA; TRUCIOLATO LINEX 4 cm - 350 kg/m³; LANA DI VETRO 3,5 cm - 110 kg/m³; 11	35	33	42	45	52
 INTERCAPEDINE ARIA 24 cm; LASTRE DI NOVOPAN 1,5 cm; FIBRA DI VETRO 6 cm; 40	30	48	54	62	76
 LAMIERA ZINCATA 0,7 mm; ANTIROMBO 0,6 cm; LANA DI VETRO SPESS. 4,5 cm - 30 kg/m³ ENTRO FOGLIO DI POLITENE; LAMIERA ZINCATA 0,5 mm PERFORATA AL 18%; 5	25	33	40	47	53
LAMIERA DI ACCIAIO ZINCATA 12 mm; FIBRA DI VETRO O LANA DI ROCCIA 5 cm - 35 kg/m³; 5	22	39	47	50	50

fonoisolanti (fig. 51.31). Si tratta di valutare la riduzione di rumore ottenibile con tale cabina ovvero l'entità della riduzione da richiedere alla cabina stessa.

In mancanza della cabina, il livello di pressione sonora L_X nella posizione X (campo diffuso), risulterebbe pari a:

(51.42) $$L_X = L_W + 10 \lg \frac{-0,16}{A} + 14$$

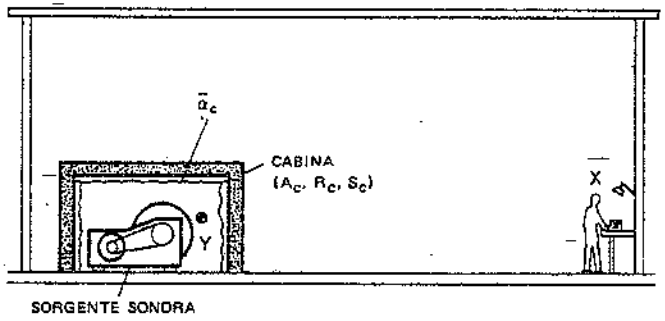


Fig. 51.31 – Riduzione del rumore ambiente mediante una cabina fonoisolante.

dove A misura, al solito, l'assorbimento del locale.

Se si racchiude la sorgente sonora in una cabina di volume V_c, assorbimento A_c e tempo di riverberazione T_c, il livello di pressione sonora dentro la cabina stessa (posizione Y) è dato dalla

(51.42 bis) $$L_Y = L_W + 10 \lg \frac{0,16}{A_c} + 14$$

Se le pareti della cabina hanno un potere fonoisolante R_c e superficie "attiva" S_c (non si considera il pavimento sul quale la cabina appoggia), la diminuzione di livello sonoro ottenibile con la cabina si valuta mediante la

(51.53) $$L_Y - L'_X = R_c + 10 \lg \frac{A}{S_c}$$

Dalle (51.42), (51.53) e (51.42 bis), con alcune semplificazioni e nell'ipotesi che la cabina sia piccola rispetto al volume del locale, si può pervenire alla seguente espressione, che consente di valutare la riduzione del livello sonoro nel punto X prima e dopo l'installazione della cabina:

(51.55) $$L_X - L'_X = L_X - L_Y + R_c + 10 \lg \frac{A}{S_c} = R_c + 10 \lg \frac{A_c}{S_c} = R_c + 10 \lg \bar{\alpha}_c$$

Nella (51.55), $\bar{\alpha}_c$ è il coefficiente di assorbimento medio della cabina. Si noti che per bassi valori di $\bar{\alpha}_c$ (= 0,4÷0,5), $10 \lg \bar{\alpha}_c$ si aggira intorno a –3 dB, mentre all'aumentare di $\bar{\alpha}_c$ il valore di $10 \lg \bar{\alpha}_c$ va ulteriormente diminuendo.

Il principale contributo alla riduzione del rumore proveniente da una sorgente racchiusa in una cabina è dunque dovuto al potere fonoisolante di quest'ultima, grazie al quale si possono ottenere diminuzioni del livello sonoro nel locale di 15÷20 dB e anche più.

51.13. SILENZIATORI

I silenziatori sono dei componenti utilizzati per ridurre il rumore trasportato lungo condotti da correnti gassose o liquide.

I tipi più frequentemente utilizzati nella pratica sono:

a) *Silenziatori ad assorbimento o passivi*

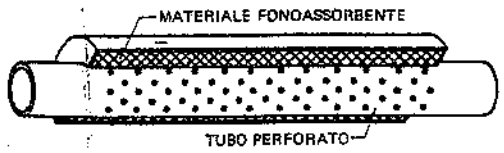


Fig. 51.32 – Silenziatore ad assorbimento.

Questi silenziatori consentono la riduzione del rumore in un campo di frequenze abbastanza esteso e pertanto sono sovente impiegati su ventilatori, compressori centrifughi, turbine a gas ed altre sorgenti rumorose caratterizzate da spettri sonori continui.

Il tipo più semplice di silenziatore è costituito da un elemento di condotto avente la superficie interna rivestita di materiale fonoassorbente (fig. 51.32).

Si impiegano materiali diversi e variamente disposti, in relazione ai livelli sonori ed allo spettro di frequenza del rumore, alla massima perdita di carico ammissibile attraverso il silenziatore, alla velocità, temperatura e pressione del gas.

In particolare, si ricorre a fibre di vetro e a lana di roccia, con densità variabile da 50 a 150 kg/m^3, caratterizzate da buoni assorbimenti del suono.

A parità di frequenza del rumore, l'attenuazione acustica dipende dai seguenti fattori: lunghezza del condotto, spessore del rivestimento, superficie del foro libero del condotto, tipo di materiale assorbente. Alle basse frequenze o allorché il diametro interno del condotto è minore di un quarto di lunghezza d'onda del suono alla frequenza considerata, l'attenuazione per unità di lunghezza (dB/m) ottenibile con il silenziatore può essere calcolata mediante la seguente formula:

(51.56) $$\frac{\Delta L}{m} = 1,05\, \alpha^{1,4} \frac{P}{S}$$

dove:

α = coefficiente di assorbimento del materiale fonoassorbente utilizzato;
P = perimetro interno del condotto trattato con il materiale fonoassorbente (m);
S = superficie della sezione normale del condotto (m^2).

Dalla (51.56) si rileva che un aumento del rapporto perimetro/superficie determina un aumento dell'attenuazione.

Quando la lunghezza del canale non è tale da fornire l'attenuazione desiderata, si ricorre all'impiego di silenziatori del tipo riportato in fig. 51.33. Essi sono costituiti da elementi di condotto nei quali sono installati diaframmi longitudinali rivestiti di materiale fonoassorbente.

Questa soluzione realizza, a parità di lunghezza, una maggiore superficie assorbente; determina, per contro, maggiori perdite di carico.

Le prestazioni acustiche di questi silenziatori dipendono da: lunghezza, spessore e distanza dei diaframmi (fig. 51.34), coefficiente di assorbimento del materiale fonoassorbente impiegato.

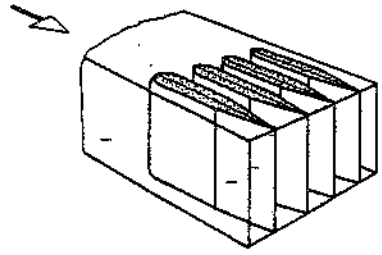


Fig. 51.33 – Silenziatore a diaframmi in materiale fonoassorbente installato in corrispondenza della bocca di scarico di un condotto.

b) *Silenziatori reattivi*

I silenziatori reattivi sono utilizzati prevalentemente per ridurre rumori di basse frequenze e in tutti quei casi in cui non è possi-

bile impiegare i silenziatori ad assorbimento (per esempio, in presenza di gas infiammabili o ad elevata temperatura).

Il loro funzionamento si basa sulla riflessione subita dalle onde sonore in opportune camere di espansione (*risonatori*) e/o su variazioni di direzione della corrente del fluido.

Il tipo più semplice di silenziatore reattivo è la *camera di espansione* o *plenum*, schematizzato in fig. 51.35.a–b (17). La riduzione del livello di pressione sonora (in dB) che tale silenziatore consente di ottenere è valutabile con la formula:

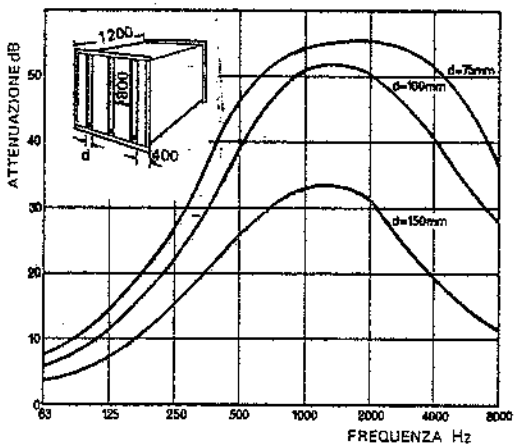


Fig. 51.34 – Attenuazione ottenibile con un silenziatore ad assorbimento lungo 1200 mm, costituito da diaframmi fonoassorbenti spessi 800 mm, in funzione della distanza d fra i diaframmi e della frequenza del rumore.

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \operatorname{sen}^2 \frac{2\pi f L}{c} \right] \qquad (51.57)$$

dove:
$m = S_2/S_1$;
f = frequenza (Hz);
c = velocità del suono nel fluido (m/s);
L = lunghezza della camera di espansione (m).

L'espressione (51.57) è stata utilizzata per costruire la fig. 51.36.

L'assorbimento massimo si ottiene per frequenze corrispondenti a una camera di espansione di lunghezza pari a:

$$L = \frac{\lambda}{4};\ \frac{3\lambda}{4};\ \frac{5\lambda}{4}\ldots$$

I silenziatori reattivi risultano quindi selettivi ovvero attenuano il suono solamente a una ben determinata frequenza e a multipli di quest'ultima.

Per ottenere attenuazioni su uno spettro di frequenze più ampio, è necessario disporre in serie più camere di espansione in modo che la massima attenuazione della prima camera a una determinata frequenza coincida con il minimo di attenuazione della seconda camera a quella stessa frequenza.

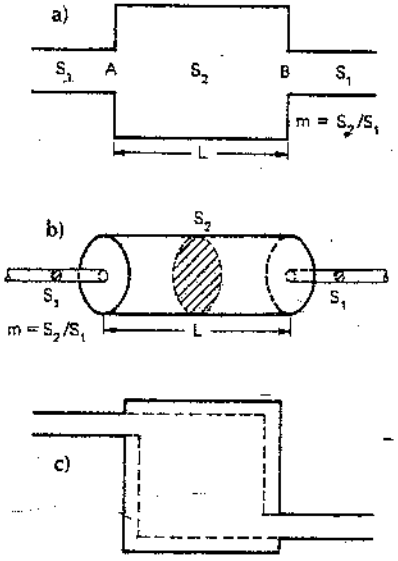


Fig. 51.35 – Tipi di camere di espansione.

La fig. 51.37 schematizza un silenziatore reattivo comprendente sia risonatori sia cambiamenti di direzione del flusso liquido o gassoso.

Spesso, per ottenere l'attenuazione del rumore desiderata, i silenziatori reattivi sono combinati con quelli ad assorbimento.

Un altro tipo di silenziatore reattivo è il *risonatore di Helmholtz* (fig. 51.38), consistente in un recipiente ubicato lungo i rami secondari dei condotti (in modo che il flusso percorrente il tubo principale non risulti influenzato). Un'onda sonora propagantesi nel tubo, comprime ed espande l'aria del recipiente. Progettando in modo opportuno la sezione e la lunghezza dell'imbocco e il volume del recipiente, si può ottenere una sensibile attenuazione dell'onda sonora.

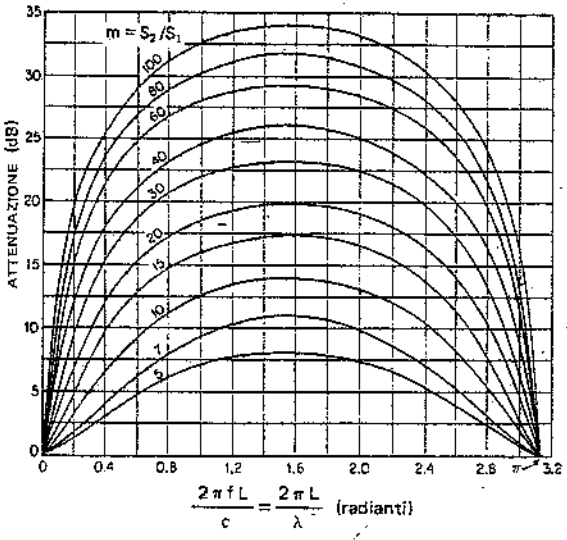


Fig. 51.36 – Riduzione del livello di pressione sonora ottenibile con camere di espansione del tipo di fig. 51.35.

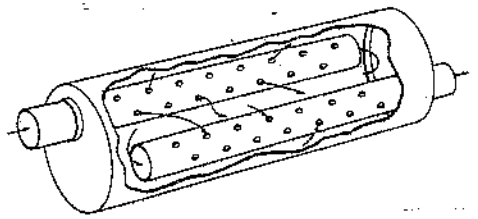


Fig. 51.37 – Silenziatore reattivo.

I risonatori Helmholtz provocano la massima riduzione di rumore per una determinata frequenza, denominata *frequenza di risonanza* (fig. 51.38.c), funzione delle dimensioni del canale di collegamento con il condotto principale e del volume della camera. La frequenza di risonanza viene calcolata con l'espressione:

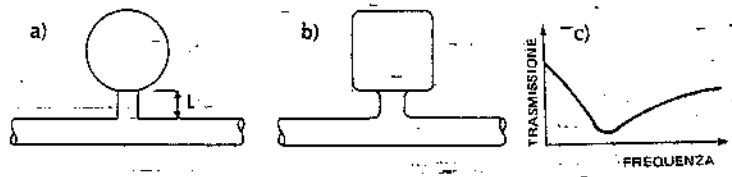


Fig. 51.38 – Risonatori Helmholtz (a, b); in c) è evidenziata la maggiore attenuazione del rumore in corrispondenza della frequenza di risonanza.

(17) Sovente, il plenum è costituito da una camera rivestita di materiale fonoassorbente. Inoltre, si realizzano plenum aventi le bocche di entrata e uscita non affacciate (fig. 51.35.c).

(51.58) $$f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (Hz)$$

dove:
c = velocità del suono nel fluido (m/s);
A = area della sezione trasversale dell'imbocco fra tubo e recipiente (m^2);
L = lunghezza dell'imbocco (m);
V = volume del recipiente (m^3).

Per annullare una gamma di frequenze occorre installare lungo la tubazione più risonatori Helmholtz opportunamente dimensionati.

51.14. INTERVENTI PER RIDURRE IL RUMORE INDUSTRIALE

I migliori risultati nella riduzione dei rumori prodotti in campo industriale si ottengono cercando di prevenirne la generazione o almeno di ridurne il livello.

Si tratta cioè di intervenire sui macchinari e sugli impianti, possibilmente prima della costruzione, rimuovendo o attenuando ogni causa che provochi livelli di rumorosità superiori ai valori prestabiliti.

A tale fine, in occasione di ogni richiesta di preventivo, gara d'appalto o analisi comparativa riguardante macchinari e impianti, si deve richiedere che il livello di potenza sonora (sovente ponderato A) sia contenuto entro valori limite prefissati.

Conoscendo il livello L_W, si può determinare con sufficiente approssimazione il livello L_p nei vari punti interni ed esterni all'ambiente, note che siano la posizione della macchina e le proprietà acustiche (assorbimento e isolamento) delle pareti.

Se invece la macchina o l'apparecchiatura rumorosa sono già funzionanti, si cerca di rimuovere la sorgente di rumore, per esempio installando motori più silenziosi, ripari per i ventilatori, silenziatori sugli scarichi di aria compressa.

Non sempre però è possibile risolvere del tutto il problema della rumorosità intervenendo all'origine. Se i macchinari sono già funzionanti e non sono attuabili interventi volti a ridurre la loro rumorosità, si deve ripiegare su altre soluzioni consistenti essenzialmente in una o più delle seguenti tecniche:
a) isolamento del rumore;
b) assorbimento del rumore;
c) smorzamento delle vibrazioni;
d) protezione individuale.

Isolamento del rumore

Questo tipo di intervento prevede o l'allontanamento della fonte di rumore (macchinario) isolandola rispetto agli ambienti di lavoro (è quanto si fa con le sale compressori, pompe, ecc.) oppure la costruzione di una struttura divisoria tra la sorgente stessa ed il ricevitore. In questo secondo caso, l'efficacia dell'intervento è strettamente legata al potere fonoisolante della struttura (18), dal quale dipende la parte di suono incidente che perviene al ricevitore. Per pareti omogenee, costituite da laterizi,

(18) Ricordiamo che l'efficienza isolante di una parete è misurata dal numero di decibel che l'energia sonora perde nell'attraversamento della stessa.

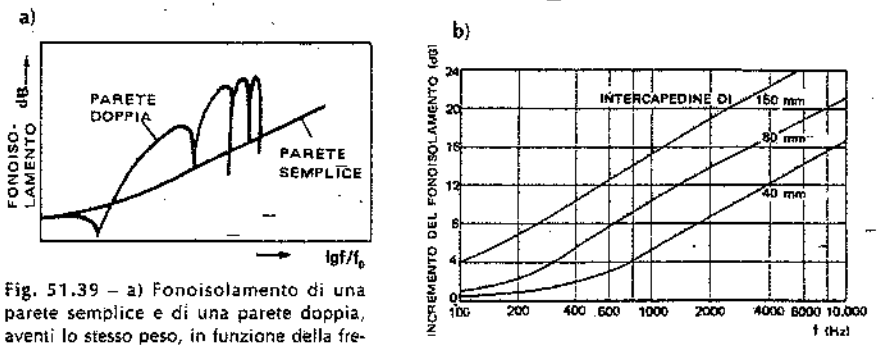


Fig. 51.39 – a) Fonoisolamento di una parete semplice e di una parete doppia, aventi lo stesso peso, in funzione della frequenza del rumore; b) incremento del potere fonoisolante di una parete doppia rispetto a quello di una parete singola dello stesso peso in funzione della larghezza dell'intercapedine d'aria.

cemento, fogli di piombo (ovvero aventi massa areica elevata), il potere isolante segue approssimativamente la *legge di massa* (51.32).

In generale (si verificano eccezioni alle basse frequenze), una parete doppia caratterizzata da una determinata massa con intercapedine d'aria o ripiena di materiale fonoassorbente consegue un isolamento maggiore di quello di una parete singola dello stesso peso (fig. 51.39.a). Inoltre, il potere fonoassorbente aumenta di circa 5 dB ad ogni raddoppio dell'intercapedine d'aria (fig. 51.39.b).

Sovente però, al fine di conseguire isolamenti elevati con strutture relativamente leggere che consentano più facilmente l'inserimento di porte, serramenti, oblò, nonché smontaggi o modifiche, si ricorre a strutture del tipo schematizzato in fig. 51.40.

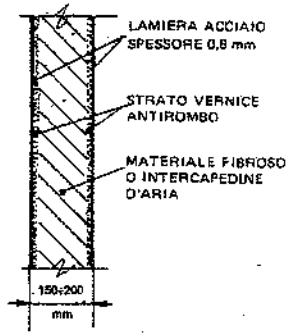


Fig. 51.40 – Struttura fonoisolante costituita da due lamierini metallici, verniciati internamente con antirombo, la cui intercapedine è riempita con lana di vetro o di roccia oppure contiene aria.

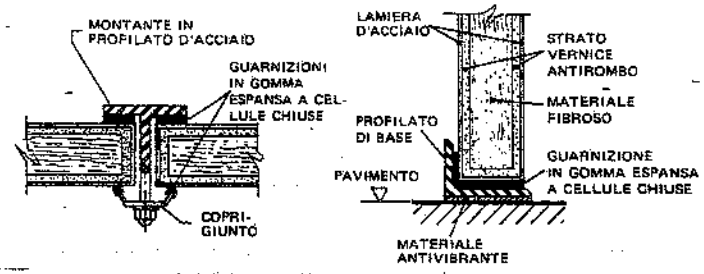


Fig. 51.41 – Giunti di tenuta fra elementi fonoisolanti prefabbricati e fra gli stessi ed il pavimento.

Poiché la presenza di fori, fessure, laschi, abbassa l'efficacia della struttura divisoria, conviene prevedere giunti di tenuta (guarnizioni) fra gli elementi costituenti e fra gli stessi ed il pavimento: la fig. 51.41 esemplifica una parete costituita da materiali di peso differente (al fine di evitare risonanze) internamente riempita di materiale fibroso e dotata di tali giunti di tenuta.

Si realizzano anche strutture composite, di cui la fig. 51.42 mostra un esempio.

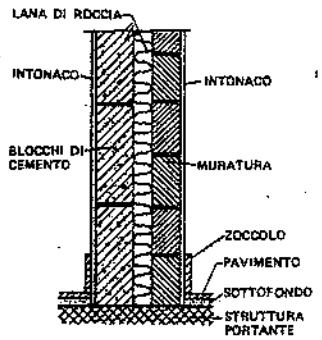
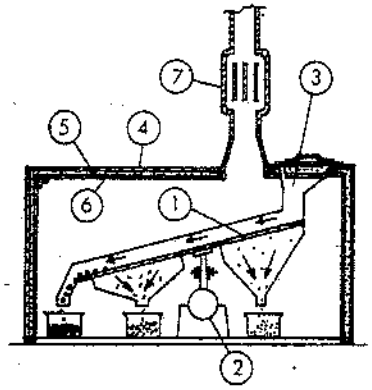


Fig. 51.42 – Parete insonorizzante di tipo pesante.

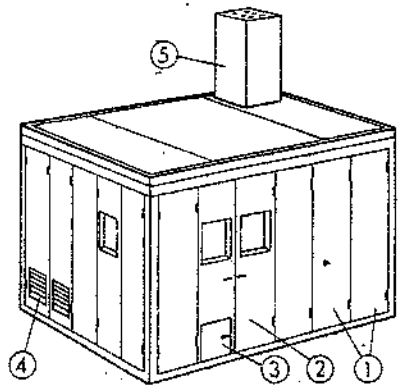
Le figg. 51.43 e 51.44 riportano due esempi di chiusure fonoisolanti (cabine) previste per ridurre la diffusione nell'ambiente di lavoro del rumore prodotto da macchinari: tali cabine possono essere dotate di finestrelle vetrate (19) e di aperture (20) per il controllo visivo delle macchine e per gli interventi sulle stesse.

Si tenga presente che dentro una cabina con pareti riflettenti il livello di pressione



1. Vaglio vibrante - 2. Motore - 3. Arrivo materiale - 4. Lamiera di acciaio 0,8 mm - 5. Lana di vetro spessore 25 mm - 6. Lamiera perforata 1,6 mm - 7. Filtro acustico o silenziatore.

Fig. 51.43 – Cabina fonoisolante racchiudente un impianto di separazione granulometrica di terre per fonderia.



1. Pannelli modulari - 2. Porta con finestrella vetrata - 3. Sportello per estrazione materiali - 4. Bocchetta entrata aria, con silenziatore - 5. Condotto di estrazione aria, con silenziatore.

Fig. 51.44 – Cabina fonoisolante ad elementi modulari smontabili.

(19) È consigliabile il doppio vetro.

(20) Sovente le porte sono doppie e montate su telai indipendenti dalla parete. Inoltre, dovrebbero avere battute con uno o più profilati di gomma e chiusure a pressione (come le porte dei frigoriferi industriali).

sonora può superare il valore che si registrerebbe nella stessa posizione senza la cabina: infatti, il suono è riflesso da una parete all'altra e cresce fino a quando l'aumento dovuto alle riflessioni bilancia l'aliquota dissipata attraverso la cabina. Se, invece, le pareti di questa comprendono materiali fonoassorbenti, l'aumento del livello di pressione sonora risulta molto attenuato (in quanto si hanno assorbimento e riflessione del suono): si è rilevato che il suono riverberante diminuisce di circa 3 dB per ogni raddoppio dell'assorbimento. Alle alte frequenze, i materiali fonoassorbenti porosi realizzano un fonoassorbimento notevole, mentre il loro contributo è scarso per le altre frequenze: ne consegue che la perdita di trasmissione necessaria deve essere ottenuta realizzando pareti compatte e prive di aperture. Infatti, le aperture (i "buchi") hanno un peso crescente con l'aumentare del potere fonoisolante delle pareti delle chiusure: ottenere un abbattimento di 10 dB significa avere un livello residuo pari al 10% di quello iniziale; un abbattimento di 20 dB significa un residuo dell'1%, mentre un abbattimento di 30 dB riduce il livello residuo all'1‰; motivo per cui l'eliminazione dei "buchi" è tanto più importante quanto maggiore è il fonoisolamento richiesto.

Quando non è possibile racchiudere completamente una sorgente rumorosa con una cabina, si ricorre a chiusure parziali, schermi o cuffie, di cui la fig. 51.45 fornisce alcuni esempi. La riduzione del rumore ottenibile con tali protezioni è ovviamente minore, specie alle basse frequenze.

Assorbimento del rumore

Le onde irradiate da una sorgente sonora si diffondono nell'ambiente circostante. Incontrando le pareti, esse vengono riflesse, assorbite, rifratte in proporzioni diverse a seconda del tipo di materiale costituente le stesse, della frequenza del suono e dell'angolo di incidenza delle onde sonore sulla superficie dell'ostacolo.

Il suono diffuso in un locale in cui si trovi una sorgente di rumore può essere

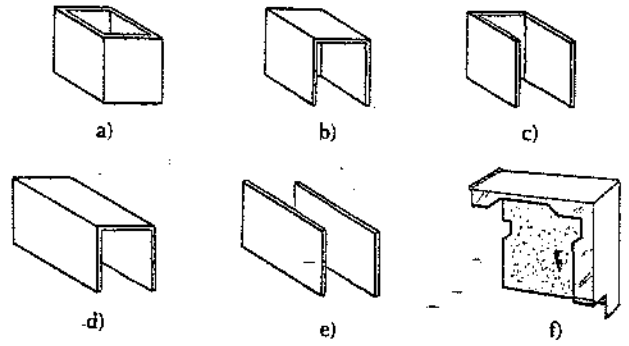


Fig. 51.45 – Esempi di chiusure parziali, schermi e cuffie per macchinari o altre fonti di rumori: a) chiusura su quattro pareti; b) chiusura coperta, senza una parete; c) chiusura scoperta e senza una parete; d) chiusura a tunnel; e) schermo bilaterale; f) cuffia di protezione della parte rumorosa di una macchina.

ridotto aumentando l'assorbimento del locale stesso, ricorrendo cioè al "condizionamento acustico" dell'ambiente. Ciò si ottiene installando alle pareti e/o al soffitto, materiali caratterizzati da elevati coefficienti di assorbimento acustico.

In alcuni casi, si ottengono buoni risultati installando pannelli fonoassorbenti verticali sospesi a soffitto (correntemente denominati *baffles*). La fig. 51.46 evidenzia tale tipo di intervento nel caso di un ambiente industriale.

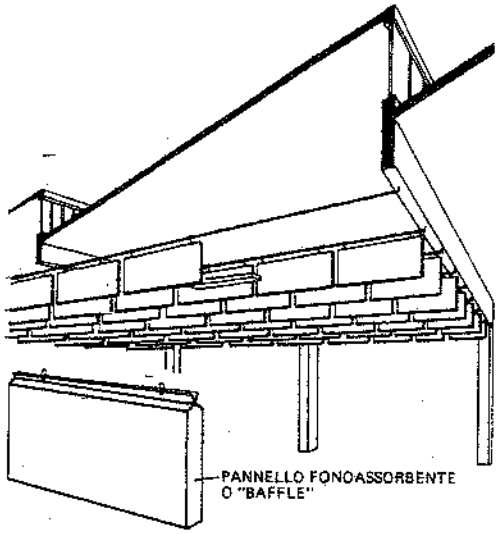


Fig. 51.46 – Condizionamento acustico di un ambiente industriale mediante *baffles*.

Le principali strutture fonoassorbenti sono costituite da:
- *materiali porosi* o *fibrosi*, per le alte frequenze (fig. 51.47.a);
- *membrane vibranti* o *pannelli flessibili*, per le basse frequenze (fig. 51.47.b);
- *risonatori multipli*, per le medie frequenze (fig. 51.47.c).

I materiali porosi sono in genere utilizzati sotto forma di pannelli. L'assorbimento di un prodotto fibroso è praticamente indipendente dal suo spessore alle alte frequenze, mentre aumenta sensibilmente con lo spessore del materiale alle basse frequenze (fig. 51.47.a).

I pannelli flessibili entrano in vibrazione quando la frequenza delle onde sonore incidenti coincide con la frequenza propria di risonanza del sistema costituito da una massa (peso della membrana) e da un corpo elastico (elasticità dell'aria nell'intercapedine): vibrando, i pannelli dissipano, sotto forma di calore, energia sottratta all'energia sonora incidente. La frequenza di risonanza delle membrane vibranti è tanto più bassa, quanto più è elevato il loro peso per unità di superficie e quanto maggiore è la distanza dalla parete. Risulta infatti:

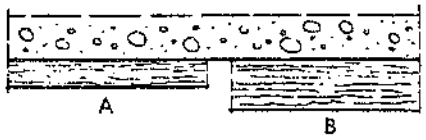
$$\text{frequenza di risonanza} = \frac{60}{\sqrt{md}} \quad \text{(Hz)}$$

essendo m la massa unitaria della membrana (kg/m²) e d lo spessore dell'intercapedine (m).

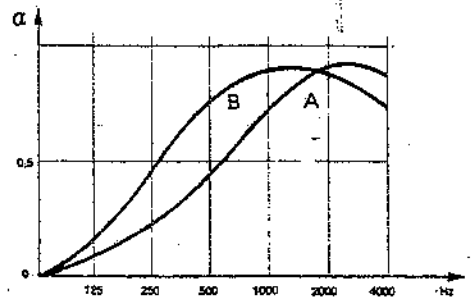
L'assorbimento dei pannelli flessibili risulta meno selettivo se si dispongono nell'intercapedine materiali fibrosi, i quali aumentano lo smorzamento prodotto dall'aria retrostante (fig. 51.47.b).

I risonatori multipli consistono in un lamierino perforato, installato a una certa distanza dalla parete: ogni foro costituisce l'imbocco di un piccolo risonatore, il cui volume è evidenziato in fig. 51.47.c. Variando la dimensione dei fori e/o perforando irregolarmente il lamierino, si può modificare e/o estendere la gamma di frequenze di risonanza.

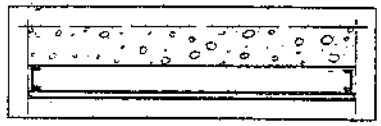
Fig. 51.47 – Alcuni tipi di strutture fonoassorbenti.



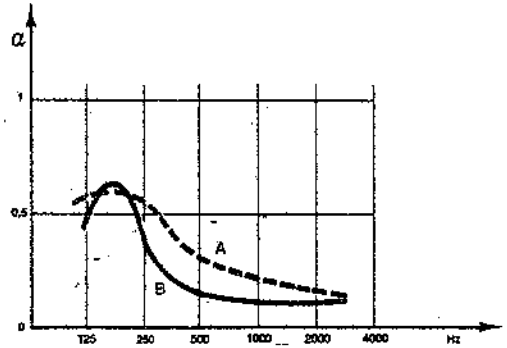
a) MATERIALE POROSO O FIBROSO INCOLLATO AD UN SUPPORTO (lane minerali e di vetro, poliuretano espanso, ecc.)



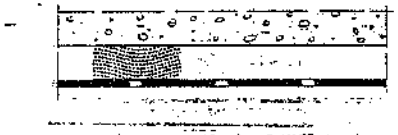
COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN MATERIALE FIBROSO



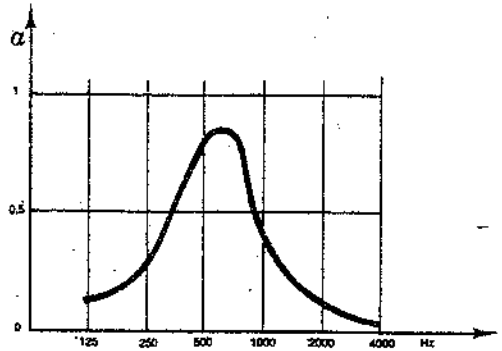
b) PANNELLO FLESSIBILE O MEMBRANA (in legno; materiale plastico, ecc.)



COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN PANNELLO FLESSIBILE CON E SENZA MATERIALE FIBROSO (rispettivamente A e B)

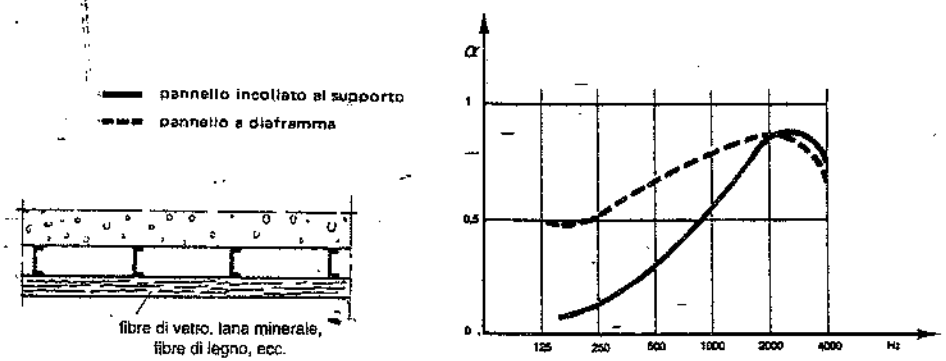


c) RISONATORE MULTIPLO (in lamiera, legno, ecc.)



COEFFICIENTE DI ASSORBIMENTO DI UN RISONATORE MULTIPLO

(segue fig. 51.47)



d) MATERIALE POROSO O FIBROSO DISPOSTO A DIAFRAMMA

I tre sistemi di assorbimento acustico sopra illustrati possono essere combinati fra di loro in vari modi. In particolare, ricordiamo i seguenti:

a) pannelli fibrosi distanziati dalla parete in modo da costituire un'intercapedine d'aria (fig. 51.47.d): aumenta l'assorbimento alle basse frequenze;

b) disposizione di materiale fibroso all'interno di pannelli flessibili e forati (fig. 51.47.e): aumenta il fonoassorbimento alle alte frequenze.

Smorzamento delle vibrazioni

La rumorosità di una macchina può essere trasmessa dalla struttura di appoggio: infatti, la struttura di appoggio, sollecitata dinamicamente, entra in vibrazione e si comporta come una cassa armonica. Per evitare tale inconveniente, si applica la teoria delle vibrazioni forzate dei sistemi smorzati a un grado di libertà (v. capitolo 52).

Gli accorgimenti pratici più correntemente adottati sono (fig. 51.48):

- costruire basamenti di massa rilevante;
- interporre dispositivi antivibranti fra basamento e pavimento o fondazione;
- separare la zona di pavimento su cui incide la macchina dal pavimento circostante e dal fabbricato;
- interporre giunti flessibili sulle tubazioni in arrivo e in partenza.

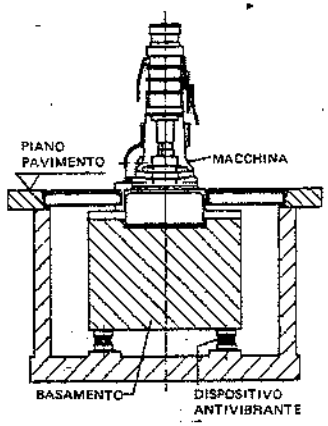


Fig. 51.48 – Modalità di installazione di una macchina rumorosa.

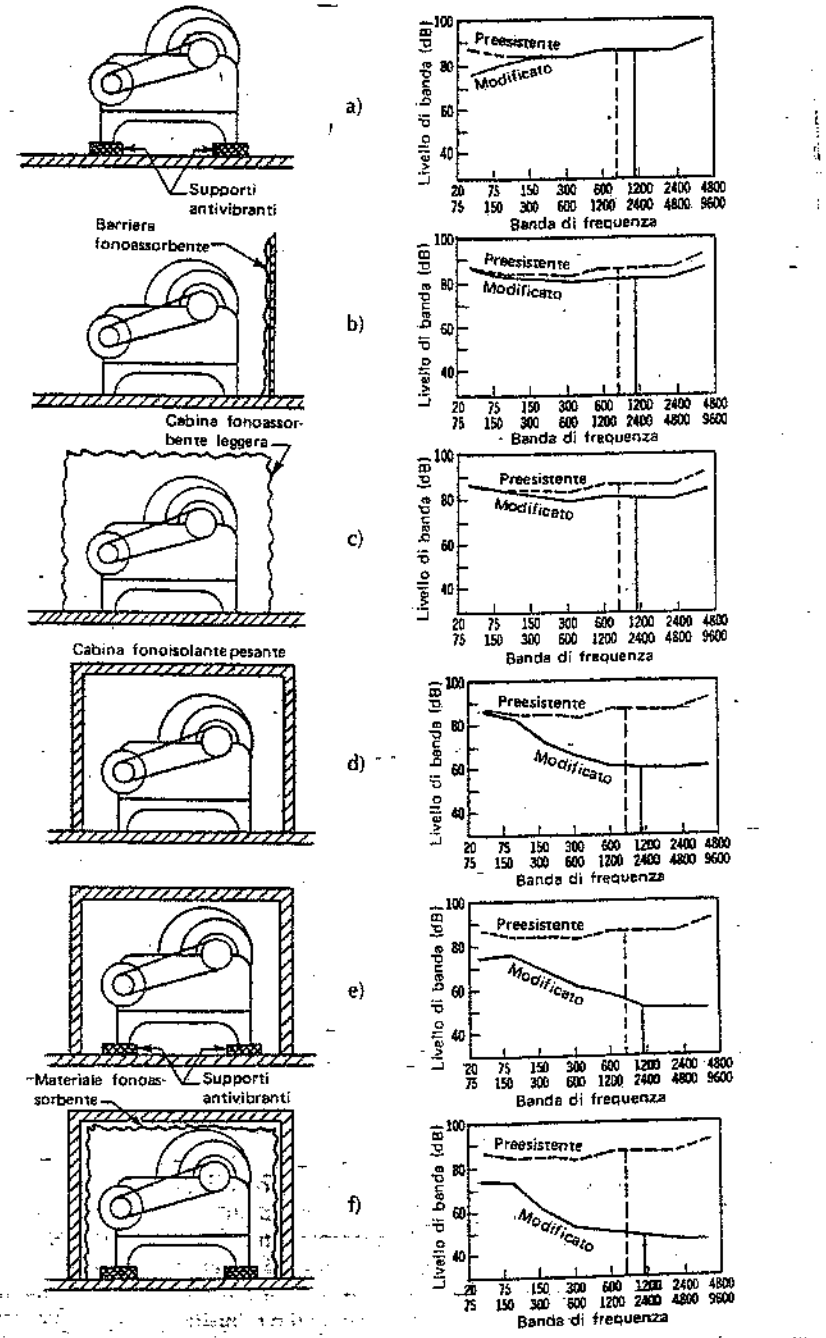


Fig. 51.49 – Esemplificazione dei risultati ottenibili nella riduzione del rumore provocato in un punto dell'ambiente di lavoro da una macchina rumorosa, a seconda degli accorgimenti adottati.

Esemplificazione

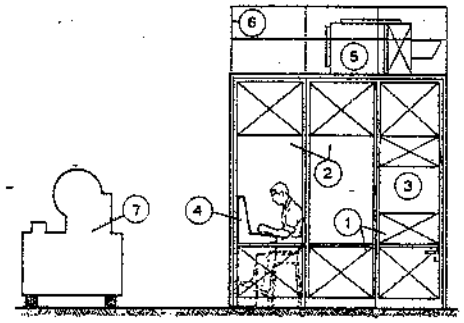
La fig. 51.49 illustra l'applicazione di alcuni degli interventi dianzi considerati a una macchina e le riduzioni di rumorosità che essi consentono di realizzare nel caso specifico.

L'adozione di supporti antivibranti apporta una modesta riduzione del rumore caratterizzato da basse frequenze (fig. 51.49.a): infatti, la macchina irradia la maggior parte del rumore ad alta frequenza nell'aria e solo una piccola parte nel pavimento. Installando una barriera ricoperta verso la macchina da materiale fonoassorbente, si ottiene una modesta riduzione del rumore alle alte frequenze (fig. 51.49.b).

Se la macchina viene completamente racchiusa con materiali fonoassorbenti sopportati da una struttura leggera (51.49.c), il risultato non è molto diverso.

Una riduzione notevole del rumore alle medie e alte frequenze è ottenibile con una cabina costruita con materiali pesanti e rigidi cioè altamente fonoisolanti (fig. 51.49.d).

I risultati acustici migliorano installando supporti antivibranti (fig. 51.49.e) e rivestendo le pareti interne della cabina con materiale fonoassorbente (fig. 51.49.f).



1. Pannelli modulari fonoisolanti - 2. Doppi vetri - 3. Porta con finestrella - 4. Quadro di comando e controllo - 5. Gruppo condizionatore dell'aria - 6. Parapetto normale - 7. Macchinario rumoroso.

Fig. 51.50 – Cabina silente per la protezione dell'operatore addetto al comando ed al controllo di macchinari rumorosi.

Protezione individuale

Quando non è praticamente possibile eliminare le cause di rumorosità o racchiudere la macchina in una cabina, si è costretti a ripiegare sulla protezione degli operatori. Il che può ottenersi mediante:

- riduzione dei tempi di esposizione al rumore, ad esempio realizzando *cabine silenti* (fig. 51.50) nei casi in cui la mobilità richiesta all'operatore è limitata (all'occorrenza, in tali cabine si riportano i comandi delle macchine);
- *protezioni individuali*, nei casi in cui la mobilità richiesta agli operatori è notevole.

Le protezioni individuali sono classificabili in tre tipi fondamentali:

a) *inserti auricolari* o *tappi*: alcuni tipi vengono introdotti completamente nel canale uditivo, altri (*semi-inserti*) chiudono soltanto l'entrata del condotto auricolare e sono tenuti in tale posizione da un supporto attorno al capo;
b) *cuffie*: coprono l'intera zona esterna dell'orecchio e sono sostenute in varie maniere mediante sistemi elastici più o meno regolabili e robusti;
c) *caschi*: coprono gran parte della superficie del capo e sono in genere usati quando, oltre alla protezione dal rumore, sia richiesta anche una protezione antinfortunistica.

La scelta delle protezioni deve essere fatta alla luce dei seguenti parametri:

- l'*attenuazione del rumore*: questa dipende dai livelli di pressione sonora esistenti nell'ambiente, dal tipo di rumore e dalla durata dell'esposizione. La massima attenuazione ottenibile è in media di 25÷35 dB.
- il *comfort*: è il fattore più importante dopo l'attenuazione, perché una protezione fastidiosa viene spesso rimossa e diventa inutile. Alla base del comfort stanno: la pressione sull'esterno dell'orecchio e nel canale; la rugosità e l'attrito sulla pelle; lo smaltimento del calore; l'assorbimento dell'umidità.

Trafila progettuale

In conclusione, sintetizziamo le fasi attraverso cui si sviluppa un progetto per la riduzione della rumorosità nel caso di un impianto industriale da realizzare ex-novo:

1. definizione della potenza sonora delle macchine e loro ubicazione;
2. calcolo delle proprietà acustiche dell'ambiente, con l'ausilio di appositi programmi predisposti a calcolatore;
3. precisazione della rumorosità ammessa negli ambienti di lavoro;
4. valutazione della rumorosità conseguente e individuazione degli interventi atti a farla rientrare nei limiti prestabiliti (interventi correttivi sui singoli meccanismi al fine di ridurre l'emissione sonora all'origine; trattamenti assorbenti delle pareti e del soffitto).

Solo quando, per specifici ambienti, si riconosca l'impossibilità di ulteriori miglioramenti, si ripiegherà sull'adozione di protezioni individuali.

51.15. SISTEMI ATTIVI DI RIDUZIONE DEL RUMORE

Un cenno a parte meritano i *sistemi attivi*, adottati per attenuare i rumori, specialmente quelli caratterizzati da basse frequenze, per i quali i sistemi attenuatori passivi sono meno efficaci.

L'attenuazione attiva consiste nel generare un rumore opposto rispetto al rumore indesiderato; in questo modo, la somma istante per istante delle pressioni dei due rumori risulta teoricamente nulla, praticamente piccola. Questo rumore secondario può essere generato mediante un altoparlante o sorgenti multiple pilotate da sistemi elettronici.

Esempi applicativi del controllo attivo di rumori a basse frequenze sono i seguenti:

- riduttori di rumore all'interno di autovetture ed aerei;
- controllo del rumore emesso dagli impianti di condizionamento dell'aria;
- silenziatori sullo scarico degli autoveicoli;
- cuffie attive per il controllo di rumori a bassa frequenza e con livelli sonori prossimi a 120 dB (piloti di elicotteri, caccia, carri armati).

I sistemi attivi sono anche adottati per il controllo delle vibrazioni.

51.16. BIBLIOGRAFIA

C. Harris, *Handbook of Noise Control*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Noise and Vibration Control*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Acoustics*, New York, McGraw-Hill Book Company.
L. Beranek, *Noise reduction*, New York, McGraw-Hill Book Company.
G. Diehl, *Machinery Acoustics*, New York, John Wiley & Sons.
E. Magrab, *Environmental Noise Control*, New York, John Wiley & Sons.
I. Sharland, *Woods Practical Guide to Noise Control*, Londra, Waterlow & Sons Ltd.
L. Doelle, *Environmental Acoustics*, New York, McGraw-Hill Book Company.
Italsider, *Acciaio e materiali complementari*, Genova, Fratelli Pagano.
R. Piazza, *La valutazione del rumore*, Milano, GenRad.
W. Furrer, *Raum-und Bauakustik für architekten*, Basilea, Birkhauser Verlag.
R. Bines e altri, *Noise control in industry*, Sudbury, Sound Research Laboratories.
G. Sacerdote, *Atti Congressi Nazionali ANDIL*.
A. Sacchi, C. Caglieris, *Illuminotecnica e Acustica*, Torino, Utet, 1996.

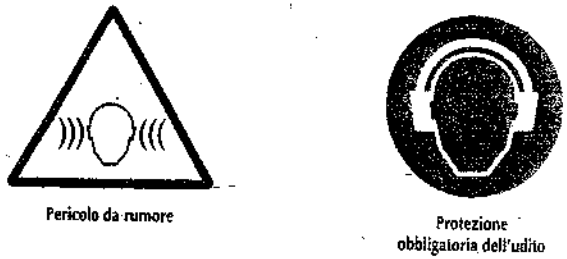


Fig. 51.50 – Cartelli di avvertimento e di prescrizione.

Prescrizioni per i segnali acustici

I segnali acustici devono:

a) avere un livello sonoro nettamente superiore al rumore di fondo, in modo da essere udibili, senza tuttavia essere eccessivi o dolorosi;
b) essere facilmente riconoscibili in rapporto particolarmente alla durata degli impulsi e alla separazione fra impulsi e serie di impulsi, e distinguersi nettamente, da una parte, da un altro segnale acustico e, dall'altra, dai rumori di fondo.

52. Le vibrazioni ed il loro controllo

52.1. CARATTERISTICHE DELLE VIBRAZIONI

Come il suono, anche le vibrazioni sono originate da movimenti oscillatori di corpi attorno a una posizione di riposo. Nel caso più semplice, il moto può essere sinusoidale (fig. 52.1) e quindi caratterizzato dalle seguenti grandezze:

– *periodo* T oppure *frequenza* $f = \frac{1}{T}$;
– *ampiezza massima* A dello spostamento oppure *velocità* v oppure *accelerazione* a.

Le ultime tre grandezze sono analiticamente correlate fra di loro. Infatti, considerando l'equazione del moto di fig. 52.1

(52.1) $$x = A\,\mathrm{sen}\,2\pi f t$$

dove x misura lo spostamento istantaneo e t il tempo, la velocità è data dalla

(52.2) $$v = \frac{dx}{dt} = 2\pi f A\,\mathrm{sen}\left(2\pi f t + \frac{\pi}{2}\right)$$

e l'accelerazione dalla

(52.3) $$a = \frac{dv}{dt} = (2\pi f)^2 A\,\mathrm{sen}(2\pi f t + \pi)$$

In termini di valori massimi, risulta:

$$x_{max} = A \qquad v_{max} = 2\pi f A \qquad a_{max} = (2\pi f)^2 \cdot A$$

a conferma della correlazione fra le tre grandezze.

Nella maggior parte dei casi, però, il moto vibratorio risulta periodico non sinusoidale oppure casuale, ossia presenta andamenti nel tempo dei tipi riportati nelle figg. 52.2 e 52.3. Nel caso di fig. 52.2, il moto vibratorio viene

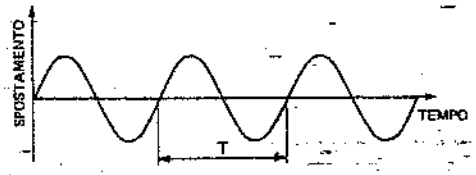


Fig. 52.1 – Moto armonico semplice.

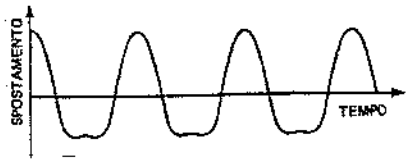


Fig. 52.2 – Moto periodico non sinusoidale.

Fig. 52.3 – Moto non periodico.

scomposto nelle sue componenti armoniche mediante l'analisi di frequenza, alla quale può seguire la costruzione dello spettro di frequenza riportando, in corrispondenza di ciascuna banda di frequenza (ottava o terzo d'ottava), l'intensità della grandezza rilevata: spostamento, velocità o accelerazione. Nel caso di fig. 52.3 si ricorre a una rappresentazione statistica del fenomeno.

52.2. SORGENTI DI VIBRAZIONI

Le principali sorgenti di vibrazioni che interessano gli ambienti di lavoro sono rappresentate da:
– macchinari (in particolare, magli e presse);
– mezzi di trasporto interno;
– compressori, pompe ed attrezzature di vario tipo.

I macchinari, per effetto della propagazione delle onde nel terreno, sono spesso causa di inquinamento anche a grandi distanze dalla sorgente.

Numerose fonti di vibrazioni possono determinare situazioni critiche per le persone ed i materiali.

Per esempio, ruote ed alberi in rotazione, soggetti a una non corretta equilibratura, possono dar luogo, in corrispondenza di determinate velocità, a moti vibratori di notevole intensità.

In generale poi, l'assenza di smorzatori sulle fondazioni delle macchine e la presenza di collegamenti rigidi fra strutture meccaniche possono, per effetto di risonanze indotte dalle vibrazioni, esaltare i moti vibratori fino a provocare rotture per fatica di parti meccaniche.

Nei casi sopra menzionati, la vibrazione rappresenta ovviamente un "prodotto" indesiderato. Altre volte, però, essa costituisce un fenomeno indispensabile per la produzione di ben determinati effetti: è il caso, ad esempio, degli alimentatori a vibrazione.

52.3. EFFETTI DELLE VIBRAZIONI

a) Effetti sulle persone

Le vibrazioni meccaniche, allorché presenti in una certa misura, riducono la capacità di concentrazione e di lavoro degli operatori.

In particolare, gli addetti all'utilizzo di attrezzi portatili vibranti, in quanto notevolmente sollecitati dalle vibrazioni in punti localizzati del corpo (mani, braccia), possono sentirsi in un primo tempo più affaticati e, in seguito, subire danni fisici di entità non trascurabile.

La natura estremamente complessa del corpo umano rende molto difficoltosa la valutazione della risposta degli individui alle sollecitazioni vibratorie. Si sono comunque redatte tavole e diagrammi per la valutazione dell'esposizione delle persone a vibrazioni in funzione della frequenza e dell'accelerazione.

b) Effetti sui sistemi meccanici

Rotture di organi delle macchine, fessurazioni delle opere murarie, cedimenti delle strutture, sono spesso il risultato di vibrazioni aventi intensità prolungate nel tempo oppure eccessive per tempi anche relativamente brevi.

Inoltre, fenomeni quali le onde stazionarie e la risonanza sottopongono le strutture a sollecitazioni che possono sfociare in situazioni assai critiche (citiamo, per esempio, il crollo di ponti sospesi avvenuto per effetto della esaltazione delle oscillazioni indotte dal vento ad una frequenza molto prossima a quella propria della costruzione).

Nel caso particolare delle macchine rotanti, la loro non corretta equilibratura (1) determina, in corrispondenza delle velocità di rotazione "critiche", l'insorgere di vibrazioni tali da produrre scuotimenti che danneggiano la macchina stessa.

52.4. RILIEVO ED ANALISI DELLE VIBRAZIONI

Come si è detto, una vibrazione meccanica sinusoidale può essere descritta attraverso una delle tre quantità tra loro matematicamente correlate: spostamento, velocità o accelerazione.

I primi sistemi di misura furono ottici e meccanici e la quantità misurata era lo spostamento. Con l'introduzione dei sistemi elettronici si presentò più opportuna la misura della velocità e dell'accelerazione.

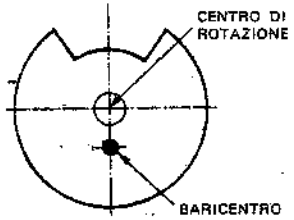


Fig. 52.4 – Squilibratura statica.

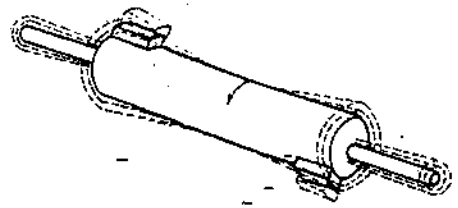


Fig. 52.5 – Squilibratura dinamica.

(1) Si distinguono due tipi di squilibrature:
– "statica", quando il baricentro non sta sull'asse di rotazione (fig. 52.4);
– "dinamica", quando l'asse della rotazione non è l'asse principale d'inerzia (fig. 52.5).

La vibrazione viene trasformata per mezzo di trasduttore di tipo magneto-dinamico in un segnale elettrico proporzionale alla velocità, amplificato e misurato con complessi elettronici di misura.

La preferenza è rivolta verso trasduttori di tipo piezoelettrico che generano un segnale proporzionale alla accelerazione: essi sono chiamati *accelerometri* e sono sempre seguiti da sistemi elettronici di amplificazione e di misura.

Le principali ragioni di questa scelta sono le seguenti:

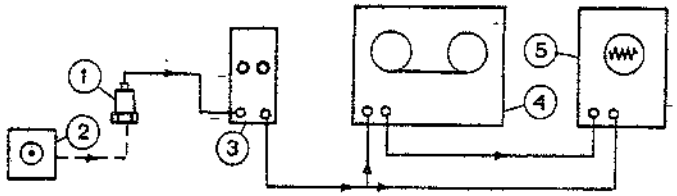
– l'accelerometro è normalmente più piccolo di un trasduttore di velocità;

– la sua gamma utile di misura è più ampia tanto alle basse quanto alle alte frequenze.

Allorché la misura risultante è richiesta in termini di spostamento o di velocità piuttosto che in termini di accelerazione, è possibile ottenere la grandezza desiderata mediante l'impiego di speciali circuiti elettronici (*integratori*) inseriti nella catena di misura.

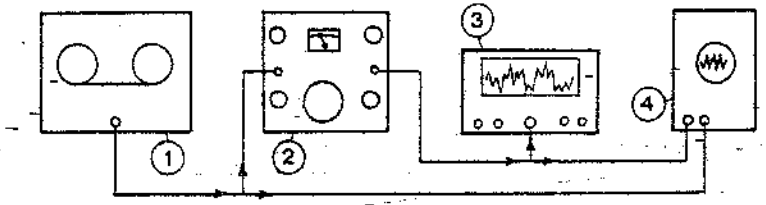
In numerosi casi, le indagini sulle vibrazioni vengono condotte provvedendo a registrare su nastro magnetico le sollecitazioni dirette secondo ciascun asse di una terna cartesiana x, y, z e successivamente ad analizzarle in laboratorio.

Ciò viene effettuato mediante l'impiego di complessi o "catene" di registrazione e di analisi del tipo riportato rispettivamente nelle figg. 52.6. e 52.7.



1. Accelerometro piezoelettrico - 2. Calibratore per accelerometro - 3. Preamplificatore di carica - 4. Registratore a nastro magnetico - 5. Oscilloscopio o analizzatore.

Fig. 52.6 – Complesso di registrazione.



1. Registratore a nastro magnetico – 2. Analizzatore di frequenza – 3. Registratore grafico di livello – 4. Oscilloscopio.

Fig. 52.7 – Complesso di analisi.

Di seguito, descriviamo sommariamente la funzione di ciascun componente presente in tali catene, fornendo, per alcuni, le caratteristiche tecniche principali.

A) Complesso di registrazione

Comprende:

1. *accelerometro piezoelettrico*: è il trasduttore elettromeccanico che genera ai suoi terminali di uscita una carica (o una tensione) elettrica proporzionale alla accelerazione alla quale è sottoposto. Il tipo di più largo impiego (fig. 52.8) consta di due dischi di cristallo piezoelettrico (ceramiche piezoelettriche o quarzo) sui quali grava una massa precaricata da una molla. Quando l'accelerometro è soggetto ad una vibrazione, la massa esercita sull'elemento piezoelettrico una forza variabile, proporzionale alla accelerazione della massa stessa: conseguentemente, per effetto piezoelettrico, si genera una carica e quindi una tensione elettrica anch'esse proporzionali alla accelerazione della massa;
2. *calibratore per accelerometri*: serve a controllare la taratura dell'accelerometro disposto su un piatto vibrante, azionato elettromagneticamente, di ampiezza e frequenza note e costanti;
3. *preamplificatore di carica*: amplifica il segnale fornito dall'accelerometro in modo da pilotare le apparecchiature successive;
4. *registratore a nastro magnetico*: viene impiegato per registrare il segnale proveniente dall'accelerometro, debitamente trattato dal preamplificatore. Poiché le vibrazioni possono avere componenti di frequenza inferiore anche a 20 Hz, è necessario utilizzare un registratore a modulazione di frequenza;
5. *oscilloscopio*: permette di tenere sotto controllo il regolare funzionamento del complesso, visualizzando il segnale di ingresso e di uscita del registratore. In tal modo, eventuali disturbi o anomalie di funzionamento vengono immediatamente segnalati dallo strumento.

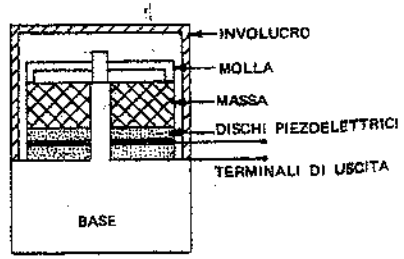


Fig. 52.8 – Sezione di un accelerometro.

B) Complesso di analisi

Comprende:

1. *registratore a nastro magnetico*: riproduce il segnale registrato in fase di rilievo; talvolta, come già detto, il registratore deve essere a modulazione di frequenza per registrare frequenze molto basse (inferiori a 20 Hz);
2. *analizzatore di frequenza*: è uno strumento elettronico in grado di valutare le componenti del segnale di ingresso contenute in una banda di frequenza $\Delta f/f_0$ centrata sulla frequenza f_0; i valori di f_0 sono normalizzati e la serie di questi valori copre tutto il campo di frequenze; gli apparecchi di corrente impiego contengono un'analisi per ottava o per terzi d'ottava;
3. *registratore grafico di livello*: permette di riportare su carta il segnale globale o l'uscita di una componente filtrata;
4. *oscilloscopio*: esplica le stesse funzioni indicate per la fase di registrazione.

52.5. NORMATIVA

La conoscenza sinora maturata circa gli effetti nel tempo delle vibrazioni meccaniche sugli individui ha consentito la definizione di alcune norme nazionali ed europee, alcune delle quali ancora a carattere sperimentale. Si citano, in particolare, le seguenti:

- UNI 9614 "Misura delle vibrazioni negli edifici e criteri di valutazione del disturbo";
- ISO 2631 "Valutazione dell'esposizione degli individui alle vibrazioni globali del corpo".

La prima definisce le modalità di misura delle vibrazioni di livello costante (2) immesse negli edifici ad opera di sorgenti esterne o interne agli edifici stessi (ad esempio, per il funzionamento di magli, presse od altri macchinari).

La ISO 2631 indica le tre seguenti situazioni fondamentali di esposizione del corpo alle vibrazioni:

a) vibrazioni trasmesse simultaneamente a tutto il corpo o a una gran parte di esso (corpo immerso in un mezzo vibrante);
b) vibrazioni trasmesse al corpo da una superficie di appoggio (pedana, sedile);
c) vibrazioni trasmesse a parti localizzate del corpo (testa, arti).

Di tali situazioni la norma prende in considerazione solo quelle di cui al punto b), con l'ulteriore limitazione di vibrazioni trasmesse da superfici di appoggio all'individuo in posizione eretta o seduta. Per a) e c) non esistono ancora dati sufficienti per stabilire valori massimi.

Con riferimento alla fig. 52.9, i valori limite dell'accelerazione per vibrazioni longitudinali (asse z) e trasversali (assi x, y) sono:

- limitati al campo di frequenza compreso tra 1 e 80 Hz;
- validi per sollecitazioni periodiche (3) e casuali con variazioni istantanee di ampiezza limitata;
- tali da assicurare in ordine di importanza:
  - la sicurezza fisica
  - la capacità lavorativa
  - il comfort.

I limiti sono definiti nella norma suddetta nel seguente ordine:

- *limite a capacità ridotta per fatica*: questo limite è rappresentato graficamente in funzione della frequenza e di tempi di esposizione variabili da 1 min a 24 ore nella fig. 52.10 (per vibrazioni longitudinali a_z) e nella fig. 52.11 (per vibrazioni trasversali a_x e a_y). Si noti che la gamma di fre-

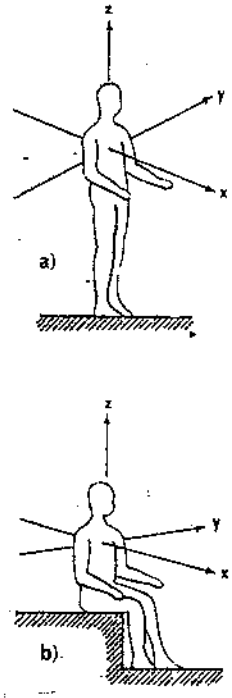


Fig. 52.9 – Orientamento degli assi cartesiani x, y, z per: a) uomo in piedi; b) uomo seduto.

(2) Le vibrazioni immesse in un edificio sono definite di livello costante quando il livello dell'accelerazione complessiva ponderata in frequenza rilevato mediante costante di tempo "slow" (1s) varia nel tempo in un intervallo di ampiezza inferiore a 5 dB.

(3) Sono quindi escluse le sollecitazioni impulsive.

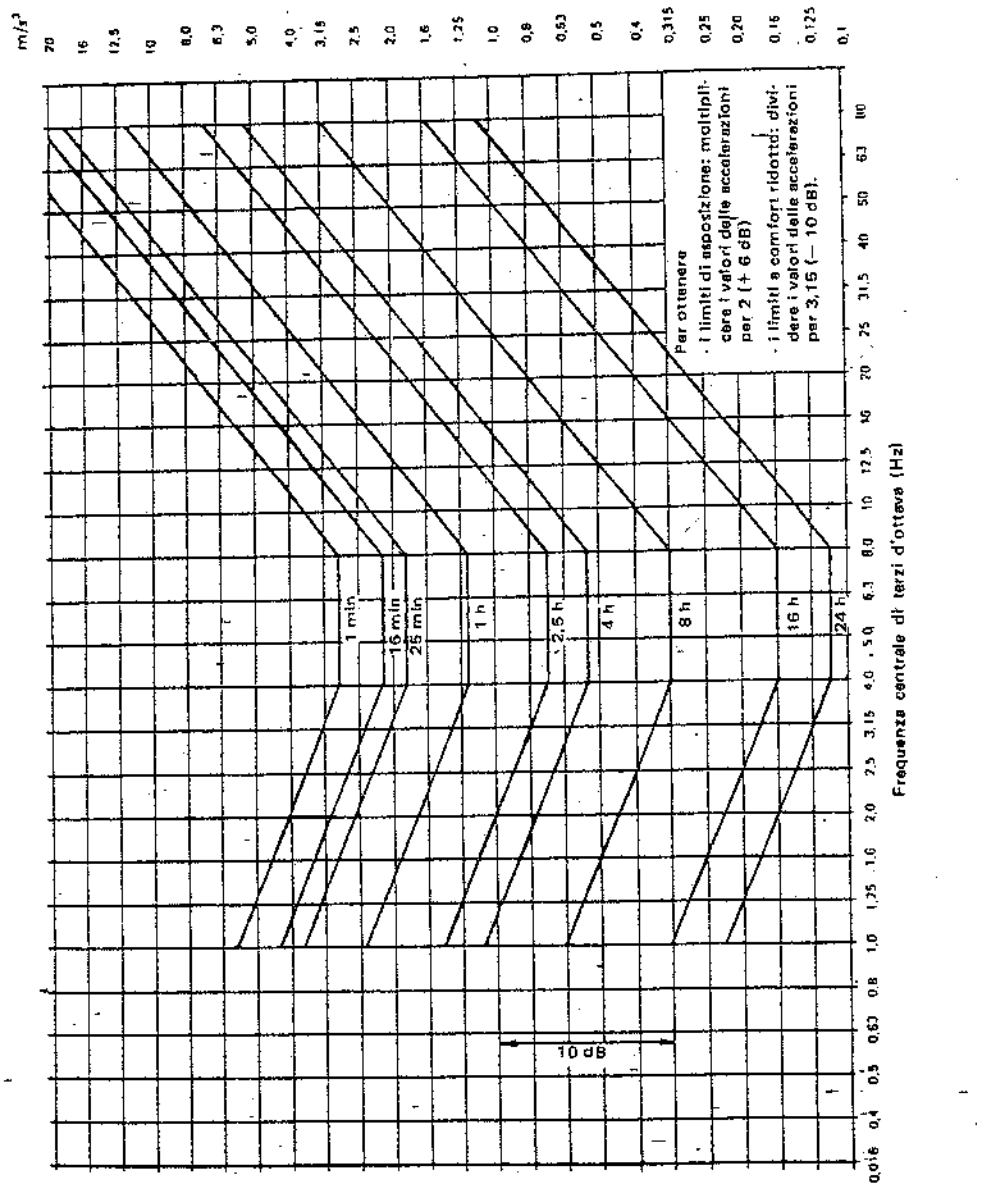


Fig. 52.10 – Limiti di esposizione per vibrazioni longitudinali a_z in funzione della frequenza e dei tempi di esposizione: limite a capacità ridotta per fatica.

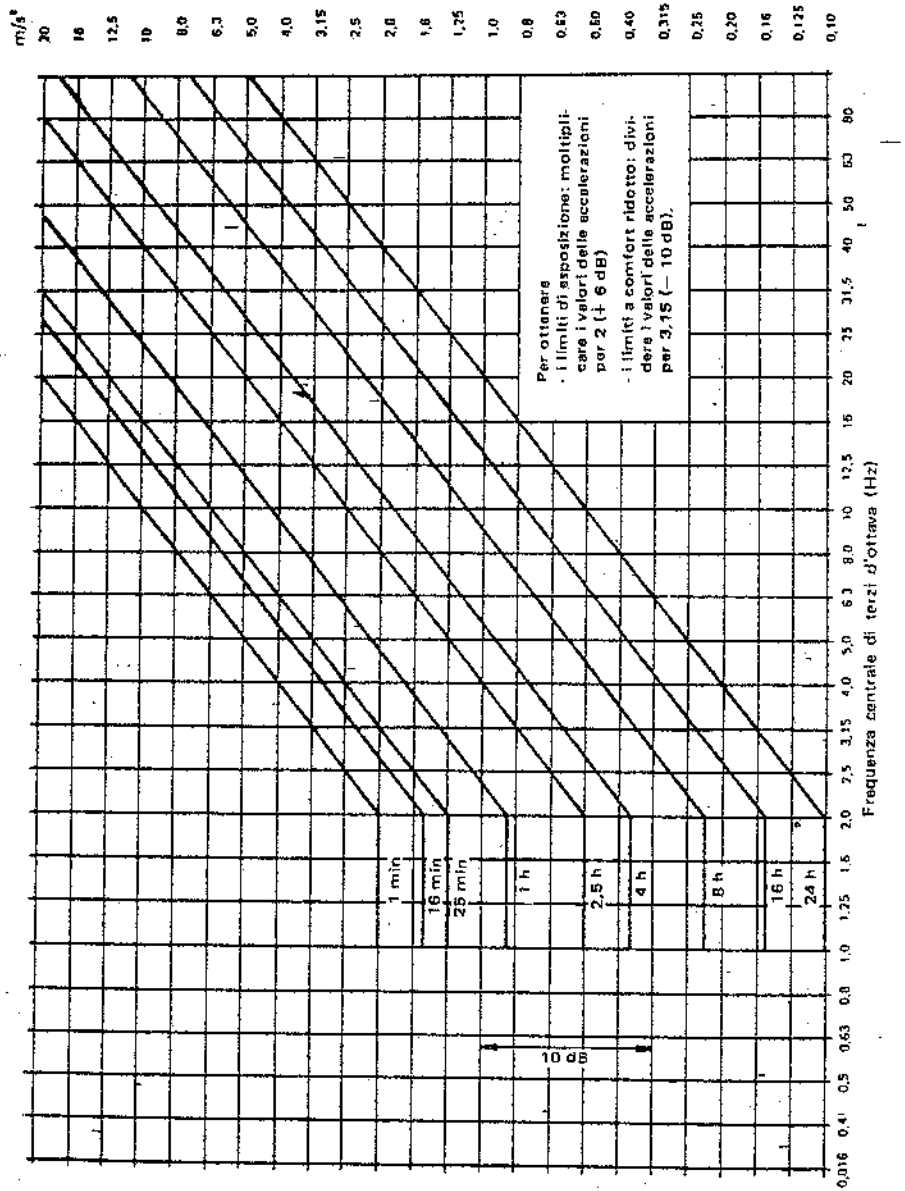


Fig. 52.11 – Limiti di esposizione per vibrazioni trasversali a_x, a_y in funzione della frequenza e dei tempi di esposizione: limite a capacità ridotta per fatica.

quenze di massima sensibilità, per la quale il limite è di conseguenza il più basso, va da 4 a 8 Hz nel caso di vibrazioni longitudinali, mentre sta al di sotto di 2 Hz nel caso di quelle trasversali; inoltre, i valori dell'accelerazione diminuiscono al crescere della durata dell'esposizione;

- *limite di esposizione*: si ottiene dal limite precedente moltiplicando per 2 tutti i livelli ovvero innalzando ciascuna curva di 6 dB;
- *limite a comfort ridotto*: si ottiene dal limite a capacità ridotta per fatica, dividendo per 3,15 tutti i livelli ovvero abbassando ciascuna curva di 10 dB.

Esso risulta quindi il più restrittivo dei tre.

52.6. RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI

In alcuni casi, la riduzione dell'entità dei moti vibratori generati dalle macchine può essere ottenuta mediante una accurata e periodica equilibratura degli organi in movimento; in altri, risulta indispensabile ricorrere alle tecniche di isolamento delle vibrazioni. Il termine isolamento va inteso come disaccoppiamento meccanico alla trasmissione dei moti vibratori da una struttura all'altra mediante interposizione di elementi elastici tra le strutture stesse. Se l'elemento isolante è sufficientemente elastico, esso trasmette solo una piccola forza dalla prima alla seconda struttura, eccetto che alle frequenze prossime alla risonanza.

L'aggiunta di un elemento con caratteristiche viscose serve a dissipare, per effetto d'attrito, l'energia dei moti vibratori anche alle frequenze di risonanza.

Le caratteristiche di elasticità e viscosità sono possedute in misura diversa dai *dispositivi antivibranti* (4), prodotti dalle industrie specializzate nel settore.

Poiché una macchina montata su dispositivi antivibranti presenta più di un grado di libertà nel suo moto, al fine di evitare dannose instabilità laterali i dispositivi stessi hanno caratteristiche tali da consentire il moto solo in un senso (lavorano quindi prevalentemente a compressione).

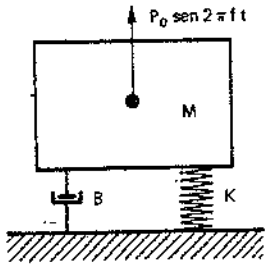


Fig. 52.12 – Isolamento delle vibrazioni.

In fig. 52.12 si riporta schematicamente la soluzione fondamentale dei problemi di isolamento, consistente nel montare la macchina di massa M, sollecitata da una forza periodica $P_0 \text{sen} 2\pi f t$, su una molla di costante elastica K e su uno smorzatore di costante viscosa B.

L'equazione del moto del sistema è:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = P_0 \text{sen} 2\pi f t \qquad (52.4)$$

ed ha come soluzione a regime:

$$x = \frac{\frac{P_0}{K}}{\sqrt{(1-\frac{f^2}{f_n^2})^2 + (2\frac{B}{B_c}\frac{f}{f_n})^2}} \text{sen}\,(2\pi f t - \varnothing) \qquad (52.5)$$

(4) È questo uno dei tanti termini correntemente impiegati; si parla anche di *supporti antivibranti, isolatori, sospensioni antivibranti*, ecc.

essendo:
P_o = ampiezza o valore massimo della forza impressa;
f = frequenza della forza impressa;
f_n = frequenza propria (o naturale) della macchina a motore fermo e senza smorzatore;
$B_c = 2\sqrt{KM}$ = coefficiente critico di smorzamento;
$\varnothing$ = angolo (compreso fra 0 e π) la cui tangente vale:

$$\operatorname{tg}\varnothing = \frac{2\,\frac{B}{B_c}\cdot\frac{f}{f_n}}{1-\frac{f^2}{f_n^2}}$$

Posto $\eta = f/f_n$, l'ampiezza dell'oscillazione definita dalla (52.5) si scrive:

$$x^* = \frac{\frac{P_o}{K}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + \frac{\eta^2 B^2}{KM}}} \tag{52.6}$$

Nel caso di macchine montate su dispositivi antivibranti, si considera il parametro *trasmissibilità*, definito come rapporto fra l'ampiezza p_o della forza $(B\dot{x} + Kx)$ effettivamente trasmessa dall'antivibrante alla fondazione e l'ampiezza P_o della forza che sarebbe trasmessa alla fondazione se non ci fosse l'antivibrante.

La trasmissibilità T è data da:

$$T = \frac{p_o}{P_o} = \sqrt{\frac{1+\left(\frac{B\eta}{\sqrt{KM}}\right)^2}{(1-\eta^2)^2+\left(\frac{B\eta}{\sqrt{KM}}\right)^2}} \tag{52.7}$$

In fig. 52.13 è rappresentata graficamente la trasmissibilità per diversi valori di B. Come si può rilevare:

– per $\eta < \sqrt{2}$, T è sempre maggiore di 1 e per $B < 1$ si verifica il fenomeno della risonanza, ossia il massimo di trasmissibilità, tanto più accentuato quanto più piccolo è B;

– per $\eta > \sqrt{2}$, T è minore di 1 e le vibrazioni vengono attenuate.

Il principio base dell'isolamento consiste dunque nello scegliere un elemento elastico-viscoso tale che la frequenza propria del sistema macchina-elemento antivibrante risulti inferiore alla più bassa frequenza componente dello spettro presentato dalla macchina (5).

I dispositivi antivibranti più noti sono costituiti da molle di acciaio, gomma, sughero, feltro, materie plastiche, fibre di vetro compatte (fig. 52.14).

Il nomogramma di fig. 52.15 fornisce, in funzione del peso appoggiato su antivibranti di rigidezza nota, il valore della frequenza propria del sistema (6).

Nel case delle molle, risulta $B = 0$ e quindi la formula della trasmissibilità si riduce a:

$$T = \left|\frac{1}{1-\eta^2}\right| = \left|\frac{1}{1-\left(\frac{f}{f_n}\right)^2}\right| \tag{52.8}$$

E poiché l'isolamento delle vibrazioni si ottiene solo quando $f/f_n > \sqrt{2}$, la (52.8) si può scrivere:

(5) Per un valido isolamento antivibrante occorre inoltre che:
– gli isolatori siano installati simmetricamente rispetto al moto del baricentro;
– il centro di gravità risulti il più basso possibile al fine di evitare ogni instabilità.

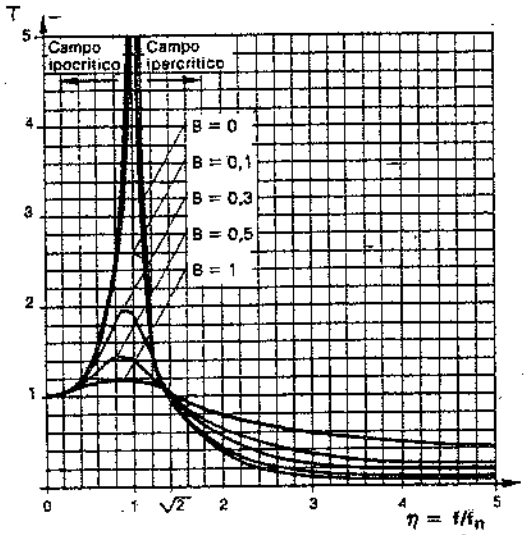


Fig. 52.13 – Trasmissibilità T in funzione del rapporto $\eta = f/f_n$.

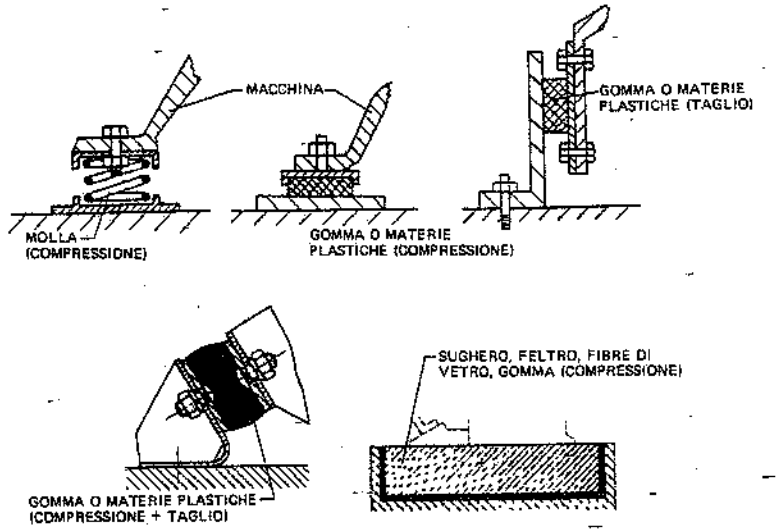


Fig. 52.14 – Dispositivi antivibranti di impiego corrente.

(6) La frequenza propria (o naturale o di risonanza) di un sistema risonante è quella del pendolo matematico avente la lunghezza dell'abbassamento statico (fig. 52.16).

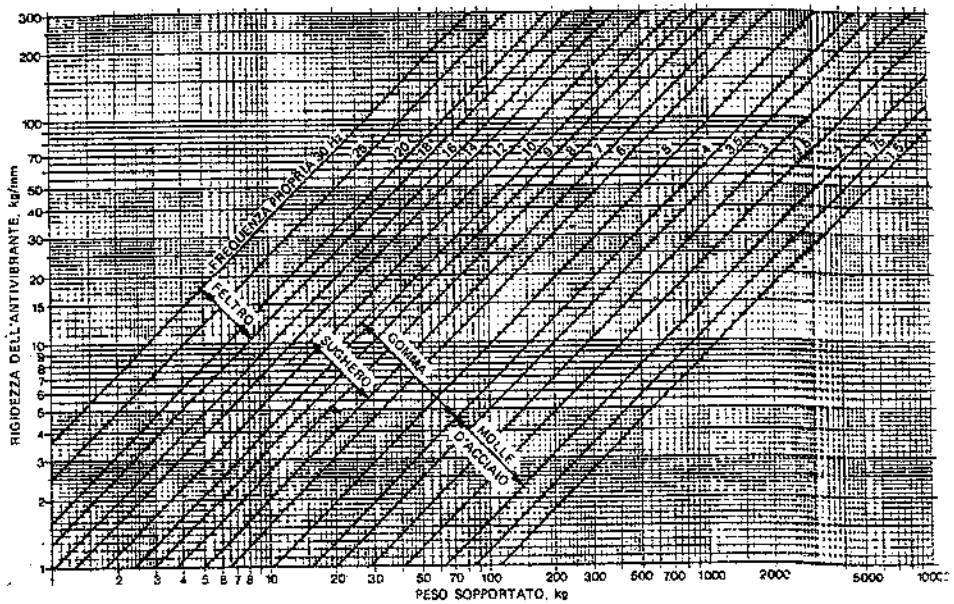


Fig. 52.15 – Frequenza propria di un sistema ad un grado di libertà in funzione della massa sopportata e della rigidezza totale dell'antivibrante.

$$(52.9) \qquad T = \frac{1}{\eta^2 - 1} = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1}$$

La freccia statica δs presentata da una molla compressa da una massa è legata alla frequenza propria del sistema dall'equazione:

$$(52.10) \qquad f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta s}} = 15{,}8\sqrt{\frac{1}{\delta s}}$$

dove:
$g = 9{,}81\ m/s^2$;
δs = abbassamento del sistema in mm.

Sostituendo il valore di f_n nella (52.9):

$$(52.11) \qquad T = \frac{1}{\frac{f^2 \cdot \delta s}{15{,}8^2} - 1}$$

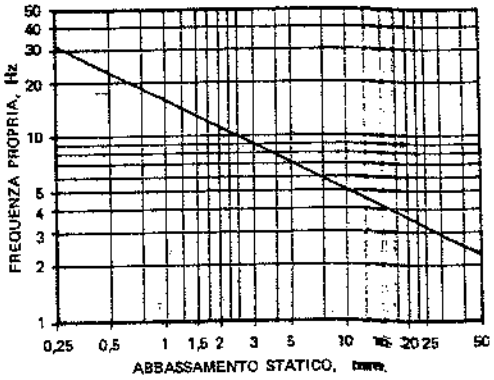


Fig. 52.16 – Relazione tra la frequenza propria e l'abbassamento statico (rispetto alla posizione di riposo) nel caso di un sistema lineare ad un grado di libertà.

e quindi:

$$(52.12) \qquad \delta s = \left(\frac{15{,}8}{f}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{T} + 1\right)$$

La trasmissibilità può dunque essere valutata quando sia nota la freccia della molla conseguente al carico sopportato.

In pratica, la f_n dovrebbe essere 1/3÷1/10 della f: di conseguenza, la trasmissibilità varia dal 12% al 13%; valori di f_n compresi tra 1/10 e 1/6, cui corrisponde una T = 1÷3%, sono consigliabili per le situazioni più critiche.

Come esempio di applicazione delle formule precedenti, si consideri il seguente caso. Per ridurre i moti vibratori trasmessi a una determinata strumentazione montata su aerei, la stessa viene installata su dei dispositivi antivibranti, aventi bassa costante di viscosità B, i quali presentano una freccia (δs) di 3 mm sotto l'azione di un carico P di 23 kg. Si tratta di determinare la percentuale del moto vibratorio trasmesso alla strumentazione quando l'aereo vibra a 33 Hz.

La trasmissibilità T è data dalla (52.7), che diventa, essendo B ≈ 0:

$$T = \frac{1}{\eta^2 - 1}$$

dove $\eta = f/f_n$, con f = 33 Hz.

Quindi:

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{P}{M\delta s}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{23}{\frac{23}{9{,}8} \cdot 3 \cdot 10^{-3}}} = 9{,}1\ Hz$$

$$\eta = \frac{33}{9{,}1} = 3.6 \qquad T = \frac{1}{(3{,}6)^2 - 1} \approx 0{,}08$$

Usando dispositivi isolanti, solo l'8% del moto vibratorio viene trasmesso alla strumentazione.

52.7. FONDAZIONI ANTIVIBRANTI

Le macchine caratterizzate da urti e vibrazioni molto intensi (ad esempio, grandi presse) richiedono, oltre all'impiego di sospensioni antivibranti, anche la realizzazione di fondazioni atte a ridurre la trasmissione delle sollecitazioni dalla macchina al terreno e quindi al pavimento, al fabbricato e agli edifici vicini.

A tale fine, si ricorre a soluzioni del tipo di quelle schematizzate in fig. 52.17: dal semplice isolamento mediante supporti antivibranti (fig. 52.17.a) si passa all'ancoraggio della macchina a una massa notevole e si isola il sistema massa + macchina (figg. 52.17.b-c); in alcuni casi, infine, si realizzano sistemi compositi come quello schematizzato in fig. 52.17.d. Le masse aggiuntive devono sempre essere tali da rendere baricentrica la forza che origina le vibrazioni.

Quando si isola una macchina vibrante, occorre anche impedire che le vibrazioni si propaghino attraverso gli altri collegamenti della stessa: in particolare, i condotti elettrici devono essere flessibili e le tubazioni appoggiate su supporti resilienti oppure dotate di giunti flessibili.

52.8. PROTEZIONE INDIVIDUALE

Fra gli interventi volti a proteggere gli operatori dalle vibrazioni, citiamo i seguenti:

a) Sedili: la trasmissione delle vibrazioni a operatori seduti può essere ridotta mediante l'adozione di sedili dimensionati in modo tale da assumere una frequenza di risonanza, in base a quanto detto, inferiore a quella di eccitazione.

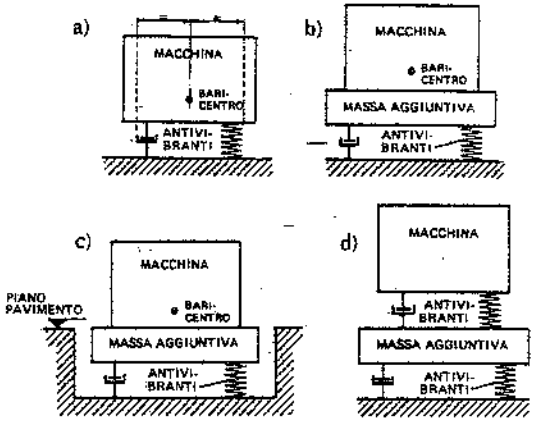


Fig. 52.17 – Schemi tipo di fondazioni antivibranti.

b) Cuscini dei sedili: i tipi in gomma, pur non modificando la frequenza di risonanza del sistema operatore-sedile, assicurano, oltre a un comfort statico, anche un effetto isolante per frequenze superiori a 10 Hz.

c) Guanti isolanti: sono utili soprattutto per lavoratori addetti all'uso di apparecchi portatili vibranti, al fine di ridurne gli effetti. L'attenuazione, prodotta a partire da 40 Hz, dipende dallo spessore della gomma, limitato dalla necessità pratica, per gli operatori, di afferrare gli oggetti.

52.9. BIBLIOGRAFIA

L. Beranek, *Noise and vibration control*, New York, McGraw-Hill Book Company.

J. Trampe Broch, *Mechanical vibration and shock measurements*, Soborg (DN), Brüel & Kjaer.

T. Miwa, *Noise and mechanical vibrations*, Ginevra, International Labour Office.

W. Seto, *Mechanical vibrations*, New York, McGraw-Hill Book Company.

I.S.O. 2631, *Guide pour l'estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps*, Ginevra, Organisation internationale de normalisation.

C. Crede, *Vibration and shock isolation*, New York, John Wiley & Sons.

S. Nocilla, *Meccanica razionale*, Torino, Levrotto & Bella.

53. Cenni di ergonomia

Negli ultimi decenni si è verificata una maggiore sensibilità sia fra i lavoratori sia fra gli imprenditori verso il problema delle condizioni ambientali e delle modalità di esecuzione del lavoro umano.

Lo studio delle condizioni ottimali per lo svolgimento del lavoro e dei modi migliori per realizzarle, tenendo conto soprattutto della salvaguardia del benessere fisico dei lavoratori, prende il nome di *ergonomia* (1).

Tale termine risale al 1949 quando un gruppo di studiosi inglesi lo coniò per definire i rapporti uomo-macchina-ambiente di lavoro visti su una nuova base interdisciplinare, coinvolgente anatomici, fisiologi, psicologi, igienisti, progettisti, ingegneri, addetti all'organizzazione del lavoro.

L'ergonomia, quindi, vede l'applicazione congiunta di alcune scienze biologiche e tecniche per assicurare fra l'uomo ed il lavoro il massimo adattamento reciproco, salvaguardando il benessere fisico e mentale del lavoratore.

Sottolineiamo il fatto che l'ergonomia va oltre la ricerca della sicurezza e dell'igiene del lavoro, soffermandosi preminentemente sulle condizioni di comfort ambientale che – com'è noto – dipendono da fattori quali la temperatura, l'umidità, la ventilazione, i rumori e le vibrazioni, l'illuminazione, il colore, i movimenti e la postura sul posto di lavoro: condizioni che devono costituire la premessa delle soluzioni impiantistiche ed edilizie elaborate dai tecnici responsabili.

Lo studio dell'adattamento del lavoro umano è stato oggetto in passato di esame da parte di diversi autori.

Taylor aveva studiato il problema del miglior utilizzo dell'uomo nel ciclo produttivo razionalizzando il lavoro al fine di ottenere un aumento di produzione, talvolta con un impegno a carico dell'organismo del lavoratore oggi non più tollerabile.

L'ergonomia invece pone in primo piano il concetto di "fattore umano del lavoro" ossia la necessità di regolare la durata, l'intensità e le modalità di effettuazione delle prestazioni lavorative sia fisiche sia mentali sulla scorta delle leggi biologiche.

L'uomo non può essere considerato nel processo produttivo solo dal punto di vista economico; si devono considerare anche la sua persona e la sua personalità,

(1) Dal greco *ἔργον* (lavoro) e *νόμος* (regole), vale a dire *regole di lavoro*, ovverosia criteri per effettuare il lavoro in modo razionale e sicuro.

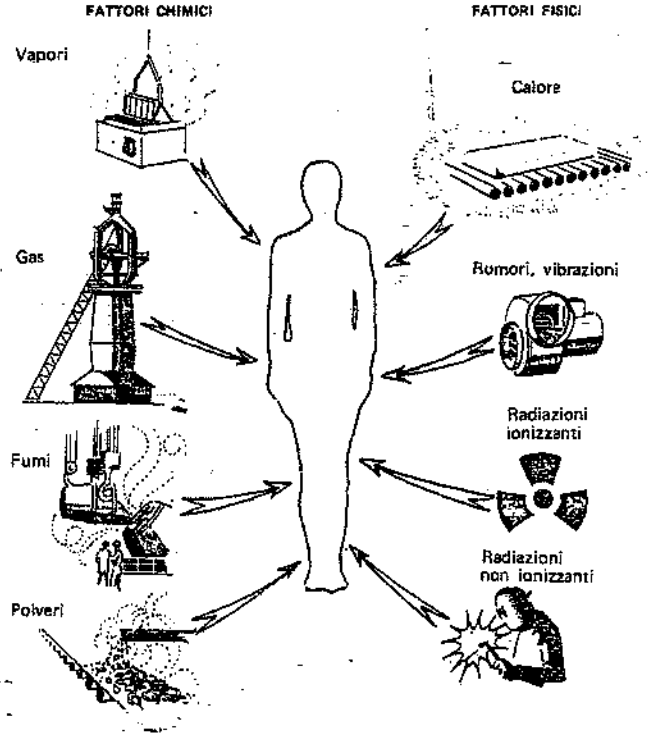


Fig. 53.1 – Visualizzazione dei fenomeni chimico-fisici che influenzano l'ambiente di lavoro.

con tutte le qualità fisiche, psichiche, intellettive, affettive e con tutti i bisogni connessi ai problemi sociali, igienici, demografici e politici della comunità.

L'ergonomia pertanto riassume in sé le discipline, le idee, le nozioni che riguardano lo studio del comportamento umano nel mondo del lavoro e dei fattori in grado di influenzarlo: ciò al fine di risolvere i problemi connessi al sistema uomo-macchina-ambiente adattando il lavoro ed il posto di lavoro all'uomo. I vari fattori presenti in tale sistema sono schematizzati nella fig. 53.1.

In proposito, il decreto legislativo 19 settembre 1994, n. 626 (2) impone l'obbligo del rispetto dei principi ergonomici nella definizione delle posizioni di lavoro, indicando le misure da adottare per alcuni casi specifici, quali le movimentazioni manuali dei carichi e l'uso di videoterminali.

Di seguito si considerano separatamente i termini del sistema uomo-macchina-ambiente: sistema riguardante la maggior parte delle postazioni di lavoro industriali.

(2) "Attuazione delle direttive CE 89/391, 89/654, 89/655, 89/656, 90/269, 90/270, 90/394 e 90/679 riguardanti il miglioramento della sicurezza e della salute dei lavoratori sul luogo di lavoro".

1. UOMO

Tra i fattori umani da considerare per una corretta gestione e soluzione dei problemi ergonomici, ricordiamo in particolare:

1.1. *Antropometria*: lo spazio riservato all'uomo deve essere misurato in modo da tenere in debito conto le dimensioni antropometriche medie della popolazione lavorativa, relativamente a sesso, età e caratteristiche individuali: il posto di lavoro deve essere dimensionato sull'uomo e non viceversa. Occorre cioè garantire la possibilità che positura ed atteggiamenti assunti nel corso della prestazione lavorativa siano sempre confortevoli e non arrechino disagio anche se mantenuti per diverse ore consecutive.

Nella tab. 53.I. sono riportate alcune indicazioni utilizzabili per una progettazione ergonomica dei posti di lavoro. In merito, si consiglia di consultare le norme UNI specifiche ed in particolare le seguenti:
- UNI 7368-87 che stabilisce le dimensioni di tavoli e scrivanie;
- UNI 7498-87 che definisce le dimensioni e le caratteristiche delle sedie regolabili in altezza e degli appoggiapiedi.

Tabella 53.I – Misure (in mm) consigliate per i posti di lavoro nelle officine e negli uffici.

Altezze rispetto al suolo di:	officina	ufficio
piano di appoggio dei piedi (1)	255-330	75-150
sedile	735-940 (2)	420-550
piano di lavoro	850-1150	720-960 (3)
gomito	990-1170	–
spalla	1320-1570	–

(1) Da prevedere inclinato di circa 30°.

(2) Tale altezza corrisponde alla lunghezza della gamba, in modo che l'operaio, in piedi o seduto, è sempre allo stesso livello rispetto al piano di lavoro.

(3) Nel caso di lavori visivi di precisione tale altezza varia da 980 a 1060 mm.

Sono inoltre disponibili dei programmi informatici di simulazione tridimensionale che consentono di visualizzare le sagome umane all'interno di postazioni di lavoro, modificando rapidamente la geometria di queste ultime.

1.2. *Lavoro e fatica*: carichi di lavoro eccessivi o ripetitivi comportano dispendi energetici tali da provocare l'insorgenza della fatica (3). Inoltre, se è possibile lavorare da seduti (anche solo in alternativa *part-time* alla posizione eretta) il dispendio energetico risulta minore, purché dimensioni, angolazioni e piani di appoggio (compreso quello del sedile) assicurino una posizione confortevole (fig. 53.2). In proposito, l'UNI ha pubblicato la norma europea sperimentale ENV 26385 che precisa i principi ergonomici da applicare nella progettazione dei sistemi di lavoro.

1.3. *Alimentazione*: è evidente il rapporto con i due fattori sopra menzionati (in particolare con il secondo). Il tipo di alimentazione (su cui l'ergonomia ha scarsa possibilità di incidenza) e gli orari dei pasti sono parametri da non trascurare. Inoltre, il plant layout dello stabilimento deve prevedere un facile e comodo accesso ai locali destinati a mensa, bar, relax.

(3) Con il termine "fatica" si intende una riduzione reversibile delle prestazioni fisiche degli operatori, accompagnata da un aumento della sensazione di sforzo e da una diminuzione del senso di soddisfazione del lavoro.

1.4. *Componente psico-sensoriale*: la componente psico-sensoriale ha un'importanza determinante sul rendimento dell'uomo, anche in rapporto alla qualità del prodotto finito: tutto ciò che incide su tale fattore (monotonia, ripetitività, pause, ritmi, stress) deve essere attentamente valutato in sede di progettazione e di interventi tecnici.

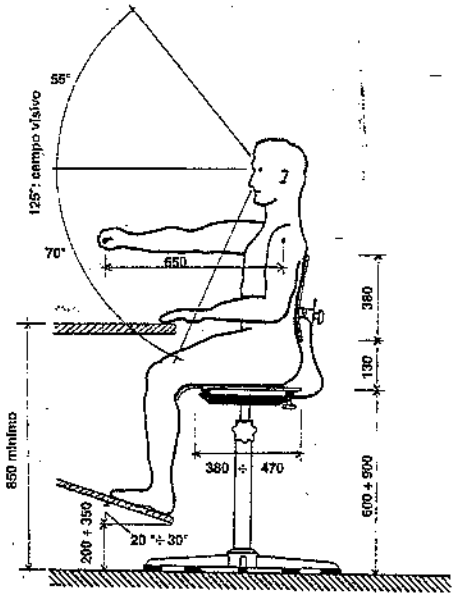


Fig. 53.2 – Dimensionamento ottimale di un posto di lavoro con sedia regolabile in altezza (quote in mm).

2. MACCHINA

Mentre il fattore "uomo" va considerato praticamente come una costante, fulcro dell'intero sistema, il fattore "macchina" è suscettibile di rilevanti interventi di adattamento alle esigenze ergonomiche. In particolare, ricordiamo le seguenti possibilità:

2.1. *Automazione*: consente di ridurre l'intervento dell'uomo sul lavoro e conseguentemente la sua fatica fisica e psico-sensoriale. Nel caso di posti di lavoro inseriti nell'ambito di stazioni automatiche, i cicli di lavoro degli addetti devono essere svincolati il più possibile dalle operazioni automatizzate; ad esempio, la configurazione di fig. 53.3 consente l'accumulo di pezzi a monte ed a valle delle operazioni manuali: in tale modo, gli addetti possono eseguire cicli flessibili rispetto alle operazioni automatiche.

2.2. *Comandi e attrezzi*: la dislocazione, la forma e le dimensioni dei comandi e degli attrezzi di lavoro devono richiedere il minor sforzo possibile per il loro impiego e corrispondere alle esigenze logiche della funzione per cui sono previsti (4). Analoga cura va posta relativamente ai segnali, alcuni dei quali sono riportati al termine di questo capitolo.

(4) Per una corretta applicazione di tali concetti ai posti di lavoro, occorre tenere conto di alcune indicazioni progettuali, quali:
- prevedere movimenti che interessino il minimo numero di segmenti corporei – quindi di gruppi muscolari – onde ridurre il consumo energetico;
- sfruttare la gravità per il carico e lo scarico dei pezzi, dotando i posti di lavoro di scivoli o di trasportatori a piano inclinato; ove possibile, prevedere l'espulsione del pezzo in automatico, con dispositivi meccanici o pneumatici;
- disporre i materiali e gli utensili in posizioni fisse, tali da consentire la migliore sequenza dei movimenti;
- evitare le positure statiche con segmenti corporei in posizione estesa, ricorrendo ad elementi ausiliari quali cilindri pneumatici o supporti meccanici;
- prevedere elementi di appoggio per gli arti inferiori (sedili, pedane, ecc.) e per le braccia (quando queste debbano essere mantenute fisse con continuità); tali appoggi devono essere adattabili alla struttura fisica dell'utilizzatore e, pertanto, registrabili;
- le impugnature degli utensili devono permettere la maggiore superficie di contatto possibile.

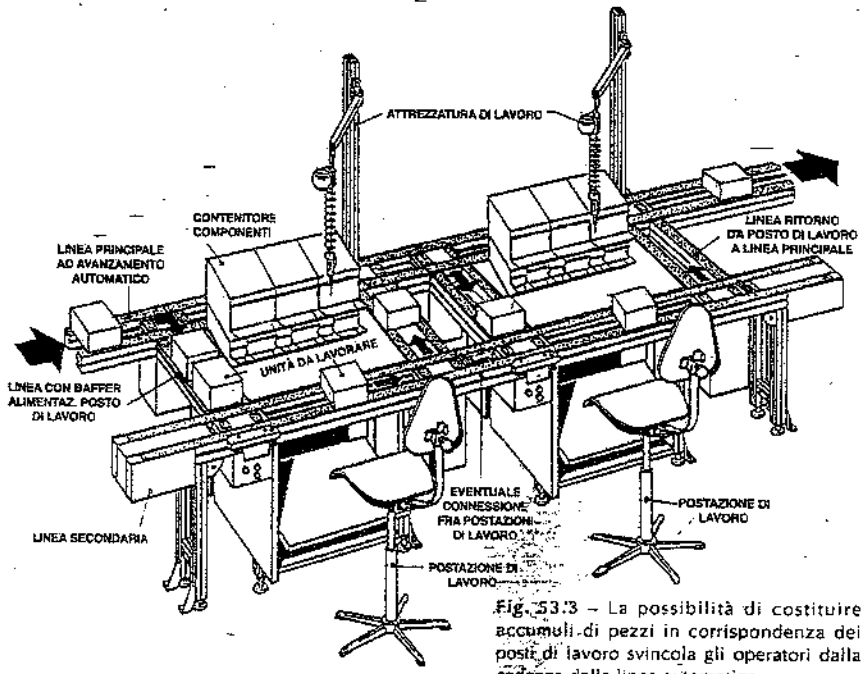


Fig. 53.3 – La possibilità di costituire accumuli di pezzi in corrispondenza dei posti di lavoro svincola gli operatori dalla cadenza della linea automatica.

3.2. *Layout*: è evidente che la sistemazione degli impianti ha un'importanza fondamentale per l'adeguamento alle regole ergonomiche: in sede di progettazione del layout per un determinato ciclo di lavorazione, si devono tenere presenti i problemi di adattamento della macchina all'uomo.

3.3. *Dispositivi di sicurezza*: oltre agli accorgimenti ed alle disposizioni previsti nelle vigenti norme antinfortunistiche, ci si deve preoccupare di disporre i comandi ed i relativi quadri o pannelli di controllo in modo che risultino facilmente accessibili e manovrabili.

La fig. 53.4 si riferisce ad un posto di lavoro organizzato con componenti che rispecchiano i concetti dell'ergonomia.

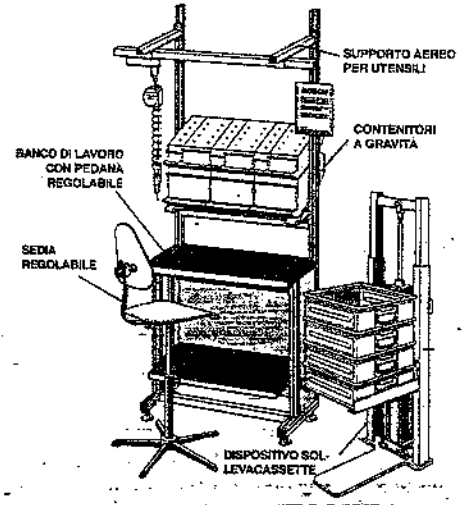


Fig. 53.4 – Componenti atti a realizzare un posto di lavoro ergonomico.

3. AMBIENTE

È evidente l'importanza che l'ambiente riveste sulla salute dei lavoratori.

Il mantenimento e/o il conseguimento del benessere fisico o quanto meno della salute fisica dell'uomo sono legati a molteplici fattori ambientali quali:

3.1. *Inquinamento atmosferico da agenti chimici e da radiazioni:* si intende l'inquinamento da agenti chimici, raggi ultravioletti e infrarossi, radiazioni ionizzanti: in proposito, sono stati proposti limiti di soglia, contro il rischio di malattie professionali e per il conseguimento del benessere fisico dei lavoratori (tab. 45.IX).

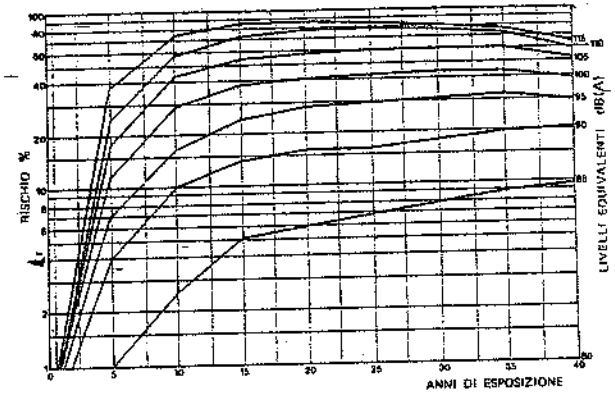


Fig. 53.5 – Calcolo dell'indice di pericolosità del rumore (ISO TC 43/SC1).

3.2. *Inquinamento da rumore:* tre sono i fattori fisici fondamentali responsabili dell'azione del rumore sull'apparato uditivo:

- la composizione dello spettro;
- il livello sonoro;
- la durata dell'esposizione.

Il diagramma riportato in fig. 53.5 esprime la percentuale di rischio di danni permanenti in funzione del livello di rumorosità e degli anni di esposizione.

3.3. *Inquinamento da vibrazioni:* le vibrazioni sono trasmesse all'uomo o dall'oggetto in lavorazione o dall'attrezzo utilizzato o tramite il pavimento. Elementi caratteristici delle vibrazioni sono l'ampiezza e la frequenza, le cui correlazioni con la sensibilità dell'organismo umano sono illustrate dalla fig. 53.6.

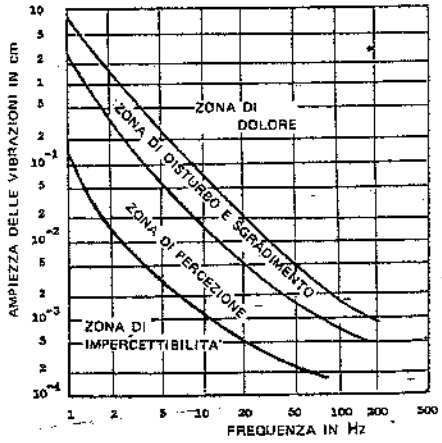


Fig. 53.6 – Sensibilità dell'organismo umano alle vibrazioni.

3.4. *Condizioni microclimatiche:* il microclima di un ambiente è la risultante di quattro fattori fisici: temperatura al bulbo secco, velocità e umidità relativa dell'aria, calore radiante.

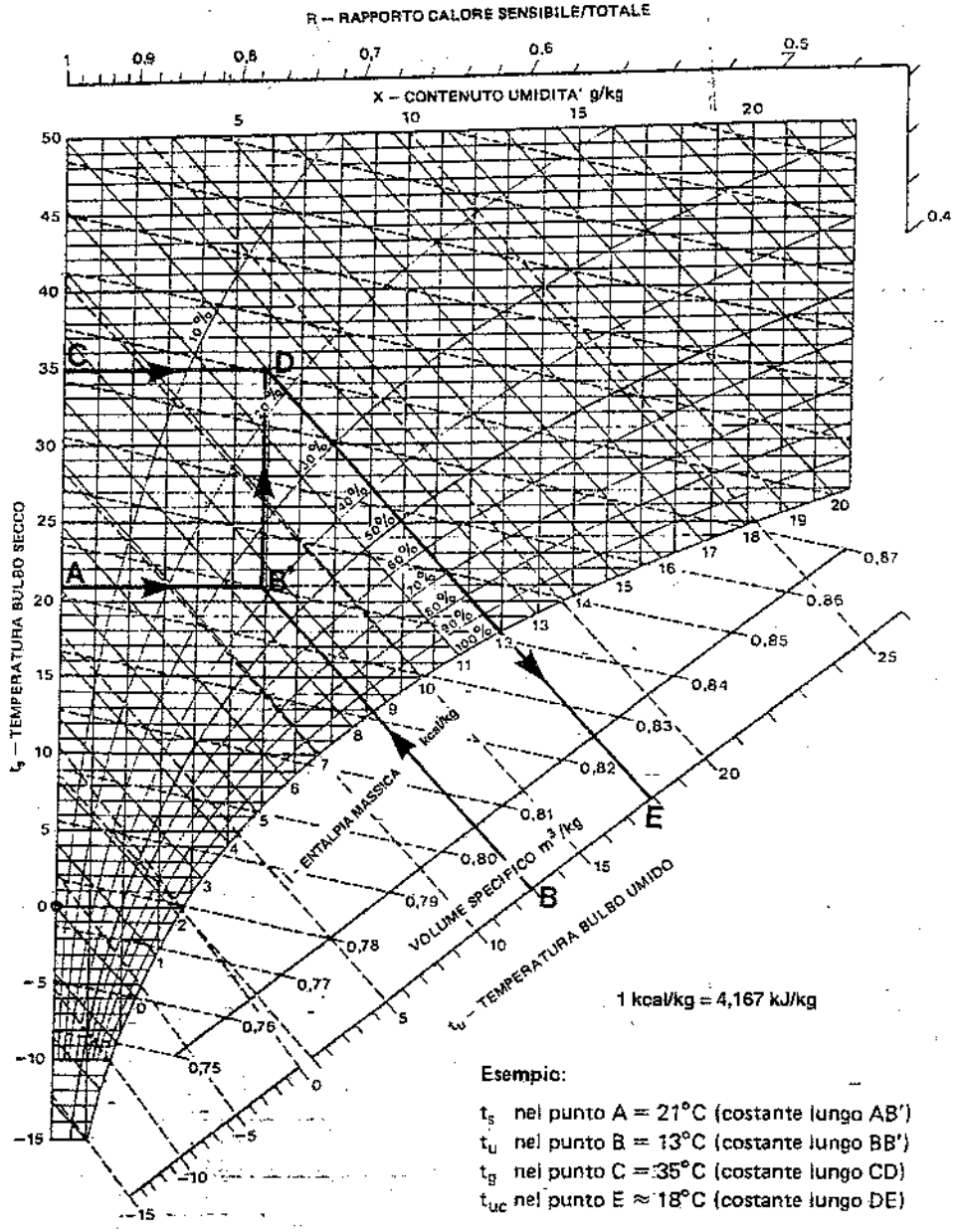


Fig. 53.7 – Diagramma dell'aria umida alla pressione di 1 bar.

Come già accennato nel capitolo 44 § 1, i primi tre di questi fattori determinano la sensazione di benessere (*temperatura effettiva*) in assenza di superfici radianti. In presenza di calore radiante la sensazione di benessere (*temperatura effettiva corretta*) si determina introducendo una correzione sia alla temperatura del bulbo secco (t_s), sia alla temperatura del bulbo umido (t_u) nel seguente modo:

- temperatura del bulbo secco: si sostituisce alla t_s il valore di temperatura ricavata con il globotermometro (t_g);

Tabella 53.II – Condizioni microclimatiche negli ambienti di lavoro.

DESTINAZIONI D'USO		CIVILI (1)		OFFICINE	
Stagione	Parametro	Valori ottimali	Valori accettabili	Valori ottimali	Valori accettabili
INVERNO	Temperatura bulbo secco °C	20 (2)	18÷22 (2)	18 (2)	12÷18 (4)
	Umidità relativa %	60÷40	60÷30	60÷40	70÷30 (4)
	Velocità dell'aria all'interno m/s	0,05÷0,15 (3)	≤ 0,25	0,10÷0,20	≤ 0,30
	Temperatura effettiva °C	18÷19	17÷19	16÷17	15÷18
	Temperatura effettiva corretta °C	–	–	22÷23	secondo attività
ESTATE	Temperatura bulbo secco °C	23÷26	23÷28	24÷28	$\frac{t_e+24}{2}$ (5)
	Umidità relativa %	60÷40	60÷30	60÷40	60÷30 (4)
	Velocità dell'aria all'interno m/s	0,05÷0,20 (3)	≤ 0,25	0,10÷0,25	≤ 0,40
	Temperatura effettiva °C	20÷23	19÷25	20÷25	–
	Temperatura effettiva corretta °C	–	–	22÷23	secondo attività

(1) Residenze, uffici, scuole, ospedali, teatri, musei, ecc.

(2) Valori massimi prescritti dal D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, con tolleranze di +2 °C. Nel caso degli edifici industriali sono ammesse deroghe per esigenze tecnologiche.

(3) Vd. norma UNI 10339-95.

(4) In relazione all'attività delle persone (vd. UNI 8852-87).

(5) t_e = temperatura dell'aria esterna.

- temperatura del bulbo umido: si corregge il valore di t_u, rilevato in loco, utilizzando il diagramma dell'aria umida di fig. 53.7. Su tale grafico si ricercano i valori t_s e t_u forniti dallo psicrometro; dall'intersezione delle due ordinate si traccia la parallela all'asse delle t_s sino ad intersecare l'ordinata della t_s corrispondente ad un valore uguale a quello della t_g. Da questo punto si traccia la parallela alla direzione delle t_u e si legge sulla scala delle stesse t_u il valore della temperatura umida corretta (t_{uc}).

Per il calcolo della temperatura effettiva corretta si procede come per il calcolo della temperatura effettiva (v. fig. 44.1) sostituendo ai valori delle t_s e t_u rispettivamente i valori di t_g e t_{uc}.

La norma UNI 9505-89 indica un metodo per valutare lo stress termico cui sono soggette le persone in ambienti caldi (indice WBGT), mentre la tab. 53.II fornisce i valori consigliati per i fattori microclimatici dentro uffici ed officine.

3.5. *Illuminamento*: per una buona visione è anzitutto indispensabile una illuminazione adeguata (tab. 53.III), anche in relazione al tipo di lavoro svolto (fig. 53.8). Inoltre, per evitare affaticamenti visivi, è necessario:

- limitare i fenomeni di abbagliamento;
- abolire le superfici brillanti e/o riflettenti;
- evitare l'installazione nel campo visivo di sorgenti luminose prive di schermature.

Infine, la fig. 53.9 evidenzia l'importanza dello sfondo al fine della percezione degli oggetti (gli stessi pezzi sono disposti sul triangolo bianco e su quello nero-grigio).

Tabella 53.III – Valori (medi) consigliati per l'illuminamento dei luoghi di lavoro.

Grado di visibilità	Illuminamento generale lux	Illuminamento generale + specifico lux
buono ottimo	100÷150 150÷200	500÷1000 1000÷10.000

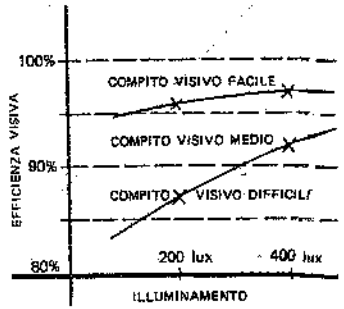


Fig. 53.8 – Correlazione fra efficienza visiva, illuminamento e tipo di lavoro.

Le misure sopra elencate dimostrano quanto siano complessi i compiti che l'ergonomia è chiamata a svolgere al fine di rendere il lavoro armonico e mantenere il benessere fisico del lavoratore-uomo secondo il principio del "lavoratore adatto al posto adattato".

La più recente evoluzione dell'ergonomia riguarda la creazione di posti di lavoro adatti a individui con problemi motori quali handicappati, invalidi e persone anziane.

Con riferimento agli argomenti sviluppati nei capitoli precedenti e dal punto di vista del tecnico impiantista, l'ergonomia coinvolge i seguenti campi di intervento:

- progettazione dei posti di lavoro (layout, posizione degli operatori, sequenze operative, meccanizzazione del lavoro, piani e sedili di lavoro, disposizione, peso, posizione e forma degli utensili, attrezzature protettive);

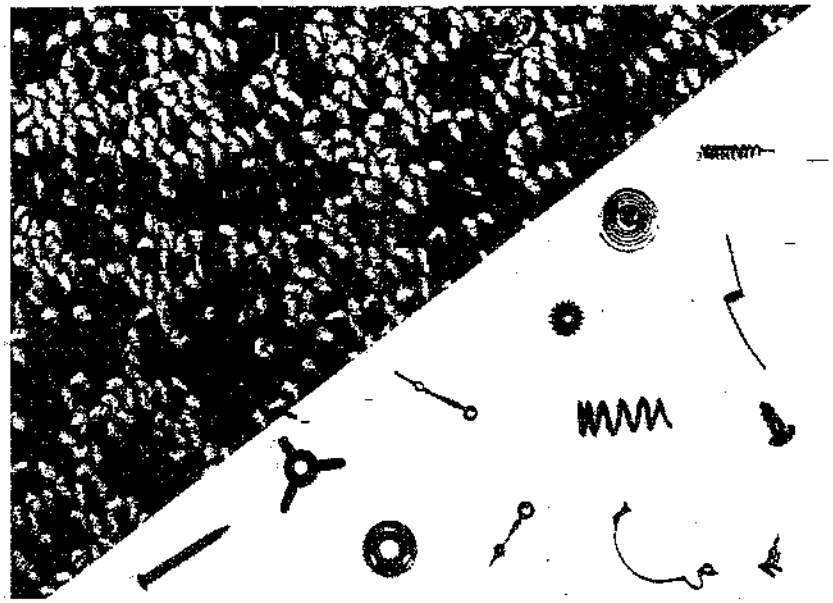


Fig. 53.9 – Confronto della percezione degli stessi oggetti in diverse condizioni di sfondo.

- scelta dei livelli e dei sistemi ottimali di illuminazione artificiale degli ambienti e dei posti di lavoro;
- ottenimento di condizioni microclimatiche ambientali tali da assicurare il benessere fisico degli operatori;
- realizzazione di misure contro i gas, i vapori, i fumi e le polveri;
- adozione di accorgimenti tecnici atti ad evitare o a limitare, entro valori accettabili, la produzione e la diffusione dei rumori e delle vibrazioni;
- provvedimenti aventi come fine la sicurezza sul lavoro ed il maggior livello possibile di comfort ambientale, compatibilmente con le esigenze tecniche delle lavorazioni.

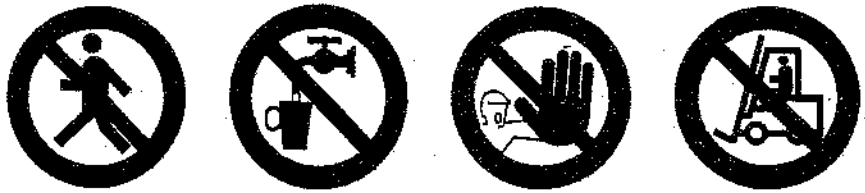
BIBLIOGRAFIA

C. Molino, *L'uomo e l'ambiente di lavoro*, Milano, Etas Kompass.
C. Melino, *Lineamenti di Igiene del Lavoro*, Roma, Soc. Ed. Universo.
A. Chabaut, *Lo studio dei sistemi uomo-macchina*, Milano, F. Angeli.
F. Kellermann, P. Van Welly, P. Willems, *Vademecum di ergonomia per l'industria*, Bibl. Tecn. Philips.
F. Edholm, *Biologia del lavoro*, Milano, Il Saggiatore.
C. Odescalchi, *Igiene del lavoro*, Milano, Etas Kompass.
A. Chapanis, *L'ergonomia*, Milano, F. Angeli.
S. Caccuri, *Medicina del Lavoro*, Napoli, V. Idelson.
C. Morgan et alii, *Human Engineering Guide to Equipment Design*, New York, Mc Graw-Hill Book-Company Inc.
R. Bosch-GmbH, *Cataloghi tecnici*.

Fig. 53.10 – Segnaletica di sicurezza e di salute sui luoghi di lavoro (D. Lgs. 14 agosto 1996, n. 493).

Cartelli di divieto

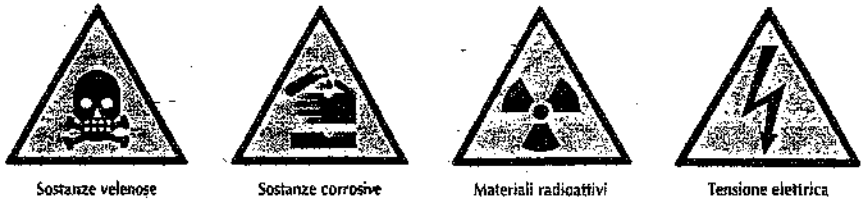
(pittogramma nero su fondo bianco)



Vietato ai pedoni | Acqua non potabile | Divieto di accesso alle persone non autorizzate | Vietato ai carrelli di movimentazione

Cartelli di avvertimento

(pittogramma nero su fondo giallo)



Sostanze velenose | Sostanze corrosive | Materiali radioattivi | Tensione elettrica pericolosa

Carichi sospesi | Carrelli di movimentazione | Pericolo di inciampo | Pericolo generico

Cartelli di prescrizione

(pittogramma bianco su fondo azzurro)

Segnalazione di ostacoli e di punti di pericolo

1. – Per segnalare i rischi di urto contro ostacoli, di cadute di oggetti e di cadute da parte delle persone entro il perimetro delle aree edificate dell'impresa cui i lavoratori hanno accesso nel corso del lavoro, si usa il giallo alternato al nero ovvero il rosso alternato al bianco.
2. – Le dimensioni della segnalazione andranno commisurate alle dimensioni dell'ostacolo o del punto pericoloso che si intende segnalare.
3. – Le sbarre gialle e nere ovvero rosse e bianche dovranno avere un'inclinazione di circa 45° e dimensioni più o meno uguali fra loro.
4. – Esempio:

Segnalazione delle vie di circolazione

1. – Qualora l'uso e l'attrezzatura dei locali lo rendano necessario per la tutela dei lavoratori, le vie di circolazione dei veicoli devono essere chiaramente segnalate con strisce continue di colore ben visibile, preferibilmente bianco o giallo, in rapporto al colore del pavimento.
2. – L'ubicazione delle strisce dovrà tenere conto delle distanze di sicurezza necessarie tra i veicoli che possono circolare e tutto ciò che può trovarsi nelle loro vicinanze nonché tra i pedoni e i veicoli.

54. Uso razionale dell'energia

54.1. PREMESSA

Com'è noto, il consumo di energia è sostanzialmente dovuto ai seguenti motivi: usi domestici, agricoli ed industriali, trasporti di persone e di merci. Orbene, il consumo pro-capite di energia è un indicatore inequivocabile del grado di sviluppo del paese a cui tale consumo è riferito: quanto più un paese si sviluppa economicamente, tanto più aumenta il consumo di energia.

Però, a causa dei diversi gradi di sviluppo dei vari Paesi, esistono enormi squilibri nei consumi di energia pro-capite (fig. 54.1); ragione per cui, a livello planetario, si registrano due importanti dati di fatto:

a) attualmente, circa 1/4 della popolazione mondiale consuma i 3/4 dell'energia totale consumata, mentre i rimanenti 3/4 della popolazione consumano 1/4 dell'energia totale;

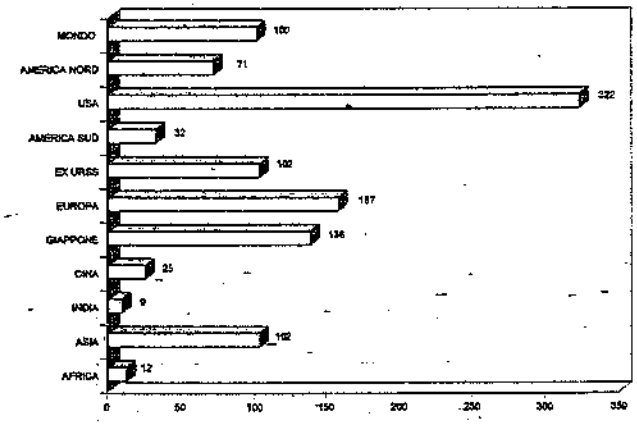


Fig. 54.1 – Consumi di energia pro-capite, posto = 100 il consumo medio mondiale (Fonte Unep 1993).

b) poiché gli squilibri tendono comunque a livellarsi, i consumi globali di energia a livello planetario cresceranno.

Ora, com'è noto, l'energia, allo stato attuale delle conoscenze tecnologiche, è una risorsa limitata.

È pertanto necessario usarla razionalmente rendendone massima la produttività, ossia il rapporto tra quantità di beni o servizi prodotti e quantità di energia consumata.

Nell'industria, in particolare, l'energia deve essere considerata e tenuta sotto controllo come un fattore della produzione, esattamente come il lavoro, il capitale ed i materiali.

Ciò comporta non solo che i consumi di energia degli impianti siano gestiti in modo rigoroso, ma anche che l'ottimizzazione dell'uso dell'energia diventi uno degli obiettivi primari da conseguire nella pianificazione, nello sviluppo e nella progettazione degli impianti stessi.

Va ricordato inoltre che la riduzione dei consumi di energia, a parità di beni e servizi prodotti, rappresenta anche una riduzione delle emissioni con conseguente beneficio ambientale.

54.2. IL RESPONSABILE PER L'USO DELL'ENERGIA

Proprio in base alle considerazioni riportate nella premessa, in Italia, come – del resto – negli altri paesi industrializzati, è stata introdotta una normativa che incoraggia, anche attraverso contributi finanziari e facilitazioni fiscali, l'uso razionale dell'energia: citiamo in particolare la legge 9 gennaio 1991, n. 10, la quale, tra l'altro, impone la nomina di un responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia nei settori industriale, civile, terziario e dei trasporti aventi dimensioni significative.

In particolare, per il settore industriale tale responsabile deve essere nominato presso le imprese che consumano più di 10.000 tonnellate equivalenti di petrolio (1) all'anno.

L'equivalenza alle tonnellate equivalenti di petrolio delle varie fonti energetiche utilizzate si può calcolare con riferimento alla tab. 54.I.

I principali compiti del responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia si possono così riassumere:

- individuazione delle azioni, degli interventi, delle procedure e di quanto altro necessario per promuovere l'uso razionale dell'energia;
- predisposizione di bilanci energetici in funzione anche dei parametri economici e degli usi energetici finali.

Tabella 54.I – Equivalente energetico di alcune fonti energetiche.

Prodotto	Equivalenza in tep
Gasolio	1 t = 1,08 tep
Olio combustibile	1 t = 0,98 tep
Gas di petrolio liquefatti (GPL)	1 t = 1,10 tep
Benzine	1 t = 1,20 tep
Carbon fossile	1 t = 0,74 tep
Carbone di legna	1 t = 0,75 tep
Antracite e prodotti antracinosi	1 t = 0,70 tep
Lega da ardere	1 t = 0,45 tep
Lignite	1 t = 0,25 tep
Gas naturale	1000 Nm^3 = 0,82 tep
Energia elettrica	1000 kWh = 0,25 tep

(1) Tonnellata equivalente di petrolio (*tep*) = quantità di energia ricavabile da una tonnellata di petrolio grezzo, indipendentemente dalla forma sotto la quale tale energia è fornita e dalla fonte da cui è ottenuta.

Di conseguenza, dal punto di vista del profilo culturale, il tecnico responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia si configura idealmente come un soggetto con un bagaglio di conoscenze acquisibili mediante studi del tipo ingegneristico, pluriennale attività tecnico-professionale nel settore in cui l'impresa opera, esperienza nel campo degli studi di fattibilità e della progettazione di sistemi per la produzione e l'utilizzo dell'energia, buona conoscenza delle tecnologie più avanzate nel settore di appartenenza.

54.3. INTERVENTI

Nei capitoli precedenti abbiamo più volte evidenziato l'incidenza del costo dell'energia sul costo totale di gestione degli impianti industriali, per cui risulta evidente l'importanza di soluzioni impiantistiche che prevedano ridotti consumi energetici.

La voce "consumo energetico" è andata acquistando negli ultimi anni un peso sempre maggiore sia perché il prezzo dell'energia appare destinato a subire ulteriori aumenti in futuro, sia perché, come detto, la disponibilità energetica negli anni a venire risulterà alquanto problematica, anche per quanto concerne il settore industriale. Il quale assorbe, da solo, circa il 40% del consumo nazionale di energia.

Per tale motivo si impone la necessità di ricercare *risparmi energetici (energy saving)* in campo industriale, sia sul piano progettuale sia su quello gestionale.

La fig. 54.2 fornisce una indicazione dei potenziali risparmi energetici in alcuni tra i più importanti settori produttivi. Essa evidenzia gli ampi margini esistenti per il risparmio energetico. Alcuni interventi in tale direzione posso-

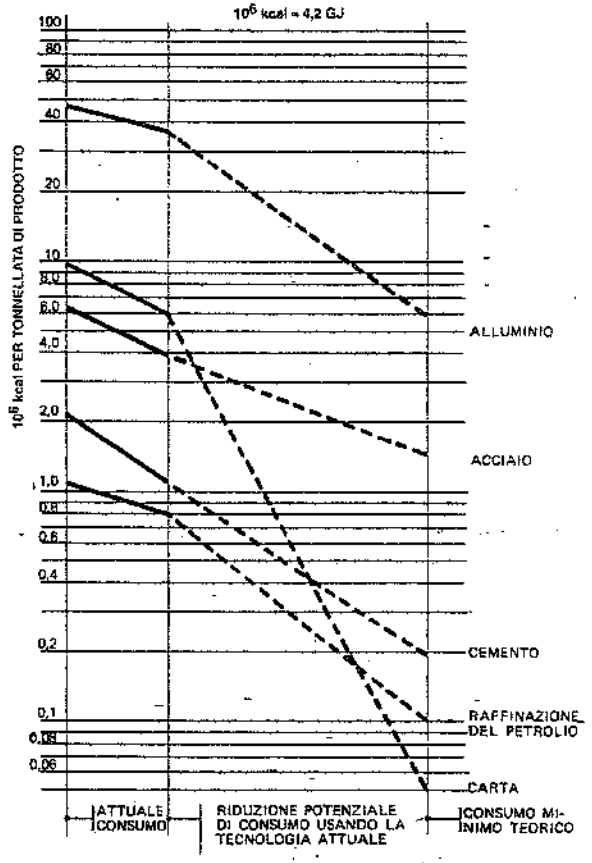


Fig. 54.2 – Risparmio potenziale di combustibile in cinque settori industriali.

no tradursi in realizzazioni immediate, altri richiedono modifiche o ristrutturazioni dei processi produttivi.

La fig. 54.3 riporta un tipico diagramma di utilizzazione di energia elettrica (lo stesso tipo di diagramma è qualitativamente valido per altre forme di energia utilizzate in campo industriale): evidentemente si possono ottenere risparmi energetici sia contraendo i consumi (riduzione dell'area del diagramma), sia razionalizzando l'utilizzazione (riduzione delle punte di carico e quindi minor consumo e minori perdite di trasporto).

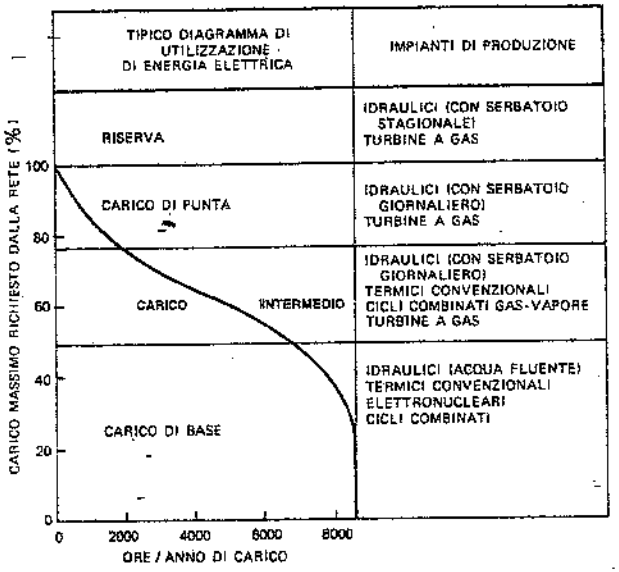


Fig. 54.3 – Ripartizione tipica del carico elettrico e impianti di produzione più adatti per sopperire ai diversi tipi di carico. Questo diagramma è noto come "curva di durata del carico".

Oltre alla carenza di produzione elettrica nazionale (le importazioni superano il 15% dell'energia immessa in rete), si deve rilevare che, in Italia, oltre il 70% del fabbisogno di "materie prime energetiche" è ancora soddisfatto da idrocarburi (≈ 58% da petrolio e ≈ 23% da gas naturale).

Ne consegue la necessità di: ricorrere al contributo di terzi per la produzione elettrica; attivare il recupero dei reflui energetici; incrementare la resa utile energetica; incentivare i risparmi energetici.

Si ritiene opportuno misurare l'energia in unità fisiche piuttosto che in unità monetarie: per esempio, in kWh o in tonnellate equivalenti di petrolio (2). Non

(2) Tonnellata equivalente di petrolio (*tep*) = energia equivalente a quella ottenibile da una tonnellata di petrolio avente un potere calorifico inferiore di circa 42 MJ/kg. In prima approssimazione, 1 tep equivale (tenendo conto dei poteri calorifici inferiori di fianco indicati) a:
5,5 ÷ 3,3 t di legno o di torba (pci = 7,5 ÷ 12,5 MJ/kg);
3,7 ÷ 2,5 t di lignite (pci = 11 ÷ 17 MJ/kg);
1,4 t di antracite (pci = 29 MJ/kg);
1160 Nm^3 di gas naturale (pci = 36 MJ/Nm^3).
Occorrono 11.600 kWh di energia elettrica per sostituire 1 tep, mentre 1 tep consente di produrre circa 4000 kWh.

dimenticando che per trasformare i consumi elettrici in consumi di energia primaria si debbono dividere i primi per un rendimento equivalente di centrale (che tenga conto dell'energia dissipata nella generazione e nel trasporto).–

1. Miglioramento o sostituzione dei processi produttivi tradizionali

Citiamo alcuni esempi di interventi, finalizzati al risparmio energetico, basati sul ricorso a nuovi processi tecnologici od a soluzioni tecniche alternative rispetto a quelle già adottate.

a) *Con riferimento a impianti di finitura superficiale delle scocche:*
- adozione di vernici che consentano l'abbassamento della temperatura nei forni di cottura (da 140°C a 70°C);
- automazione della spruzzatura delle vernici, così da ridurre i ricambi d'aria nei tunnel di verniciatura;
- adozione di nuovi cicli di verniciatura, quali la spruzzatura "bagnato su bagnato" che elimina la cottura fra la mano di fondo e quella di finitura.

b) *Con riferimento a impianti di lastroferratura e verniciatura:*
eliminazione dello sgrassaggio a caldo e riduzione delle estrazioni d'aria dagli impianti di lastroferratura (fig. 54.4).

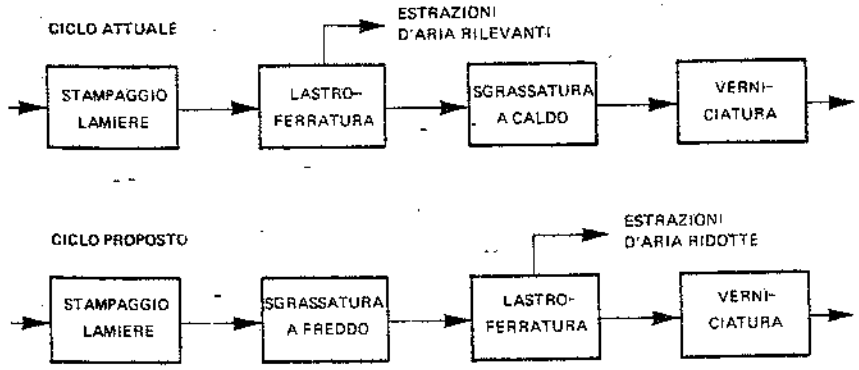


Fig. 54.4 – Esempio di intervento sul ciclo tecnologico ai fini di una riduzione dei consumi energetici.

c) *Con riferimento a trattamenti termici:*
sostituzione dei forni di tempra a combustione con forni ad induzione (per trattamenti localizzati): il più elevato rendimento dei forni ad induzione compensa le perdite per la generazione di energia elettrica.

2. Utilizzo di risorse alternative o sostitutive (3)

Almeno una parte dell'energia termica occorrente in uno stabilimento industriale può essere ottenuta ricorrendo a fonti cosiddette alternative o rinnovabili, in parti-

(3) Tali fonti riguardano le energie nucleare, solare, geotermica, eolica, ecc.

colare al *solare* (fig. 54.5): quanto più aumentano i costi dell'energia prodotta con i sistemi tradizionali, tanto più diventa interessante l'utilizzazione dell'energia solare per riscaldare acqua od aria destinate ad utenze igienico-sanitarie, a processi a bassa temperatura o al riscaldamento di ambienti di lavoro (uffici e servizi).

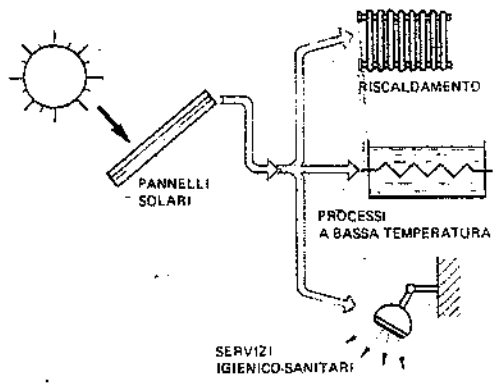


Fig. 54.5 – L'energia solare può essere utilizzata in campo industriale per riscaldare acqua destinata ad usi diversi.

3. Risparmi energetici

I risparmi di energia costituiscono la fonte più immediata di conservazione e di corretto uso dell'energia. Tali risparmi si possono ottenere attraverso:

a) la *riduzione delle perdite*, come nel caso delle dispersioni di calore da corpi caldi (tubazioni convoglianti fluidi in temperatura, serbatoi contenenti liquidi che devono essere mantenuti caldi, ecc.), riducibili mediante rivestimenti coibenti di tipo e spessore ottimali (fig. 33.23);

b) il *miglioramento dei rendimenti*, quale si può ottenere, a titolo di esempio, nella scelta dei motori elettrici. Il grafico di fig. 54.6 mostra come ai bassi carichi il rendimento diminuisca (e così pure il fattore di potenza): donde l'importanza di una attenta definizione, in sede di progetto, delle potenze effettivamente assorbite dagli impianti e della successiva scelta dei motori più adatti.

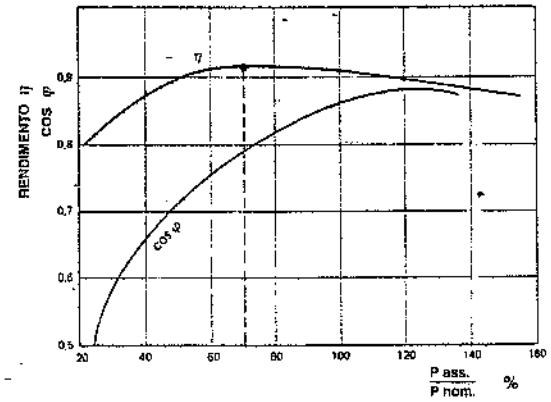


Fig. 54.6 – La scelta del motore elettrico cui corrisponde il massimo rendimento consente un risparmio di energia.

Anche nel campo della illuminazione degli ambienti di lavoro, l'adozione di sorgenti luminose ad elevato rendimento può consentire – a parità di illuminamento – risparmi energetici non trascurabili sul consumo totale di energia elettrica dello stabilimento.

Parimenti, nel caso delle centrali termiche, la scelta di generatori di calore di potenzialità non eccedente rispetto alle esigenze delle utenze, garantisce le minime perdite per irraggiamento ed i minimi assorbimenti di energia per il funzionamento degli ausiliari. Inoltre, l'adozione di opportuni organi di regolazione e controllo assicura, per tutti i regimi, la marcia con il massimo rendimento di combustione;

c) il *dimensionamento ottimale del piping e degli altri impianti generali dello stabilimento*, inteso come scelta progettuale cui corrisponde il minimo costo totale dell'ammortamento e dell'esercizio: caso tipico, la individuazione del "diametro economico" delle tubazioni di distribuzione dei fluidi nell'ambito dello stabilimento (v., ad esempio, capitolo 35 § 5);

d) la *scelta razionale degli impianti di riscaldamento e ventilazione degli ambienti di lavoro*: in proposito, vale quanto esposto nel capitolo 44). In sintesi (fig. 44.17), anziché immettere l'aria calda dall'alto (come si è fatto spesso in passato), si dovrebbero prevedere i diffusori dell'aria calda ad altezze inferiori a 2,50÷3 m dal piano pavimento. Inoltre – ove possibile – converrebbe immettere l'aria preferenzialmente nelle zone occupate con continuità dagli operatori, accettando temperature (o, più in generale, condizioni microclimatiche) meno confortevoli nelle altre zone dello stabilimento.

La distribuzione dell'aria immessa non va disgiunta da una corretta ripresa dell'aria da estrarre dall'ambiente di lavoro: l'estrazione di tale aria si presta a sua volta ad un recupero di energia termica per un preriscaldo dell'aria da immettere nei locali (fig. 54.7).

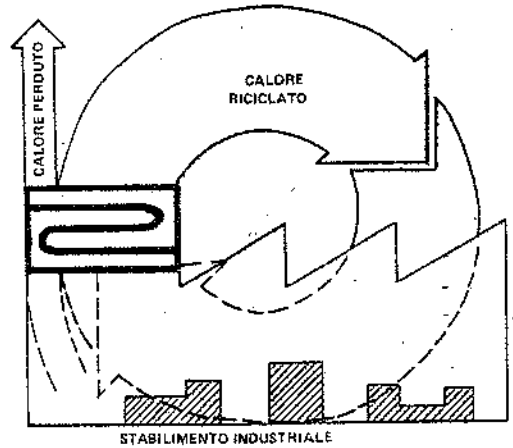


Fig. 54.7 – L'aria (calda) estratta dagli ambienti di lavoro consente un recupero di calore.

4. Ottimizzazione delle gestioni impiantistiche

La disponibilità sul mercato di componenti e di sistemi di telecontrollo a prezzi relativamente bassi ed il progressivo aumento del costo energetico, sono alla base dello sviluppo, registrato negli ultimi anni, di tecniche di ottimizzazione della gestione degli impianti elettrici, termici, idrici, pneumatici, tecnologici. Casi tipici sono il controllo e la gestione automatici del riscaldamento e del microclima negli ambienti di lavoro industriali al fine di ridurre al minimo i relativi costi, regolando opportunamente la temperatura ed i ricambi d'aria in funzione della temperatura esterna e del livello di inquinamento interno: il tutto attraverso un programma di marcia-arresto collegato agli orari ed ai cicli di lavoro e che interviene sui seguenti elementi (fig. 54.8):

– unità di trattamento dell'aria;
– ventilatori, prese d'aria esterna, serrande sul ricircolo di aria ambiente;

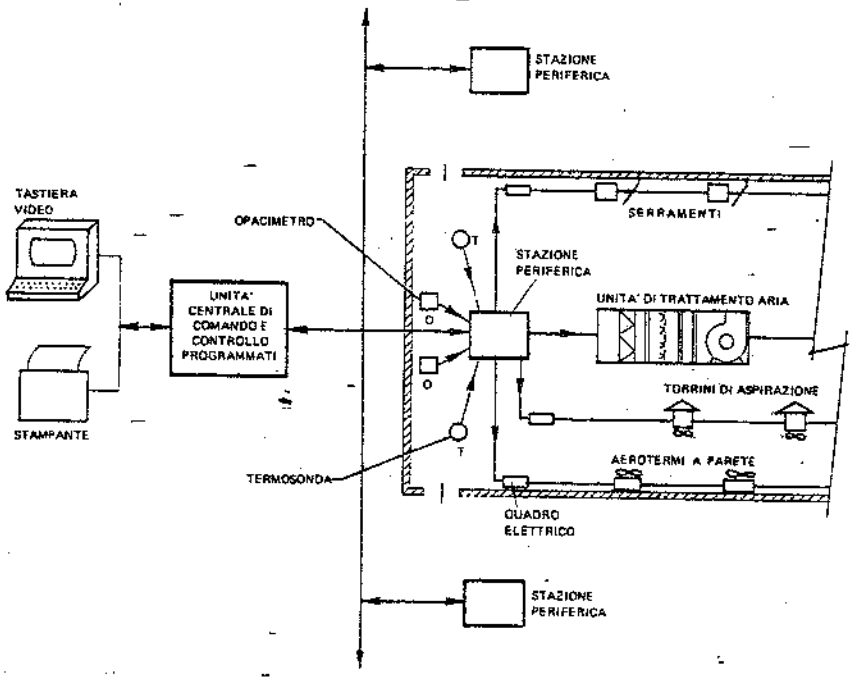


Fig. 54.8 – Schema di un impianto di telegestione del riscaldamento e dei microclima ambientali.

– aerotermi o altri dispositivi di immissione di aria calda dentro l'edificio;
– aspiratori d'aria od estrattori;
– serramenti motorizzati.

Negli stabilimenti in cui sono stati installati tali sistemi di gestione automatica del riscaldamento e del microclima, si sono registrati – prescindendo dalle migliori condizioni ambientali – i seguenti vantaggi:
– riduzione del personale preposto alla conduzione;
– minor quantità di energia termica fornita all'ambiente (pur assicurando un sufficiente ricambio d'aria);
– minori consumi di energia elettrica.

Rispetto ad una gestione normale, dotata soltanto della regolazione di tipo tradizionale, i risparmi conseguibili possono superare anche il 10% del costo di gestione.

Il "pay-back" dell'investimento necessario è risultato variabile – a seconda dei casi – fra i 3 ed i 5 anni, con tendenza a diminuire nel futuro, stante la tendenza ormai consolidata all'aumento dei costi dell'energia (combustibile in particolare) e della manodopera.

5. Recupero di energie degradate

Nella progettazione di uno stabilimento industriale si devono anche esaminare la possibilità e la convenienza di recuperare quote di energia che altrimenti andrebbero perdute. Citiamo, in particolare:
– i fumi o l'aria calda scaricati nell'atmosfera;
– i rifiuti solidi e melmosi caratterizzati da un adeguato potere calorifico;
– le acque tecnologiche in temperatura;
– gli oli esausti.

A titolo di esempio, la fig. 54.9 illustra un impianto di smaltimento di rifiuti solidi e melmosi di origine industriale, il quale recupera buona parte dell'energia termica contenuta in tali materiali, residuati di lavorazioni diverse.

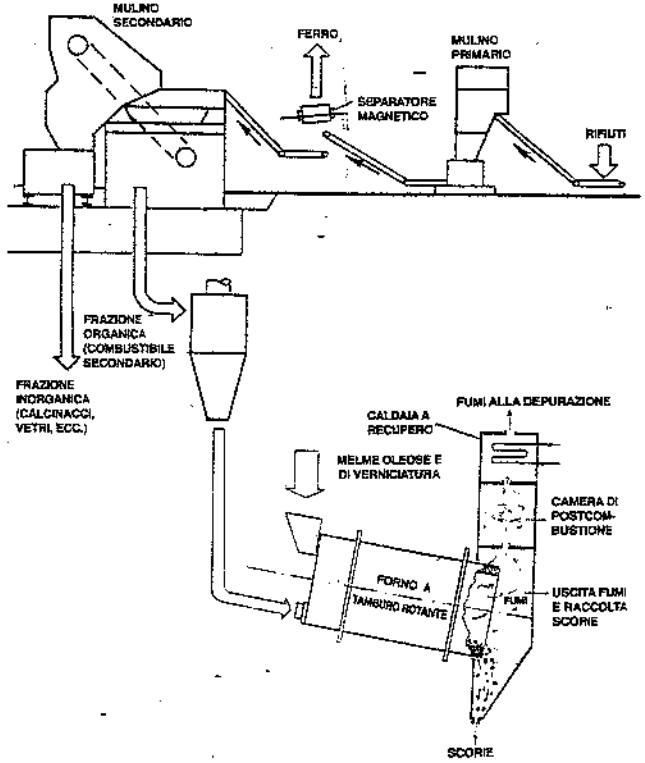


Fig. 54.9 – Schema di impianto per lo smaltimento integrato di rifiuti solidi e melmosi di origine industriale.

6. Riduzione dei disperdimenti del calore ambientale e dimensionamento ottimale delle centrali termiche

Una sensibile riduzione del consumo energetico può ottenersi individuando le caratteristiche ottimali per i tre fattori:
– tipo di superfici perimetrali e di copertura del fabbricato industriale;
– disperdimenti energetici dello stabilimento o, più in generale, andamento ed entità delle potenze termiche assorbite;
– tipo, numero e potenza dei generatori di calore.

Esiste infatti una stretta interdipendenza fra tali elementi, nel senso che ognuno di loro influenza gli altri e ne è a sua volta condizionato.

Da un punto di vista qualitativo e generale, il fabbisogno di calore di uno stabilimento industriale è rappresentato dalla somma di tre componenti (fig. 43.40):
– *utenze tecnologiche costanti*, la cui potenza assorbita è poco o per nulla influenzata dalle condizioni meteorologiche;
– *utenze tecnologiche meteorologiche*, la cui potenza assorbita è direttamente legata alle condizioni meteorologiche;
– *utenze di acclimazione ambientale* (riscaldamento e ventilazione), la cui potenza assorbita è anch'essa funzione delle condizioni meteorologiche, oltre che delle caratteristiche costruttive delle superfici disperdenti del fabbricato.

I fabbisogni suddetti condizionano il dimensionamento della centrale termica.

Per una determinata località (ovvero sia a parità di condizioni meteorologiche statistiche) e per prestabilite temperature ambiente, è quindi possibile mettere a punto una metodologia che, definiti i carichi termici di tipo tecnologico, consenta di individuare i materiali costituenti l'involucro esterno dell'edificio cui corrisponde un disperdimento di energia termica ottimale, cioè caratterizzato dal minimo costo totale, somma dell'ammortamento del (maggior) investimento richiesto dal fabbricato e del (minor) fabbisogno di calore per il riscaldamento ambientale (fig. 54.10).

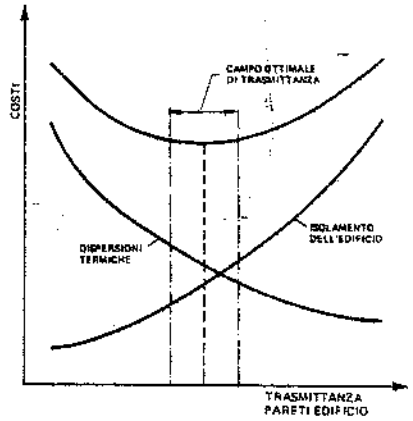


Fig. 54.10 – Individuazione delle caratteristiche di isolamento termico ottimali delle superfici disperdenti di un fabbricato industriale, per una determinata località e per carichi termici tecnologici prestabiliti.

La normativa vigente ed in particolare la legge 9 gennaio 1991, n. 10 ed il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, forniscono la base di tale metodologia, volta a contenere i consumi di energia negli edifici, prescrivendo regole innovative per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici.

Definite le caratteristiche del fabbricato ed il fabbisogno globale di calore, è possibile effettuare la scelta ottimale del numero, tipo e potenzialità dei generatori di calore da installare nella centrale termica dello stabilimento.

7. Ricorso alla cogenerazione mediante sistemi "ad energia totale"

Specie nel caso di nuovi stabilimenti, risulta spesso economicamente e tecnicamente opportuno ricorrere alla cogenerazione di parte dell'energia occorrente (fig. 54.11). Lo stesso pericolo di interruzione – sia pure temporanea – nell'alimentazione dell'energia elettrica o di altre energie primarie può consigliare l'installazione di impianti atti a produrre autonomamente almeno una parte dell'energia elettrica occorrente.

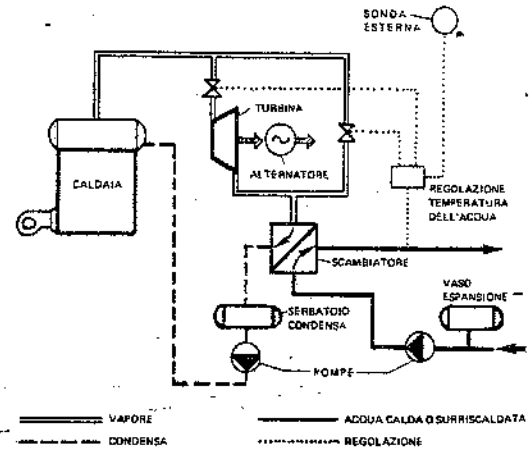


Fig. 54.11 – Schema di un impianto di cogenerazione.

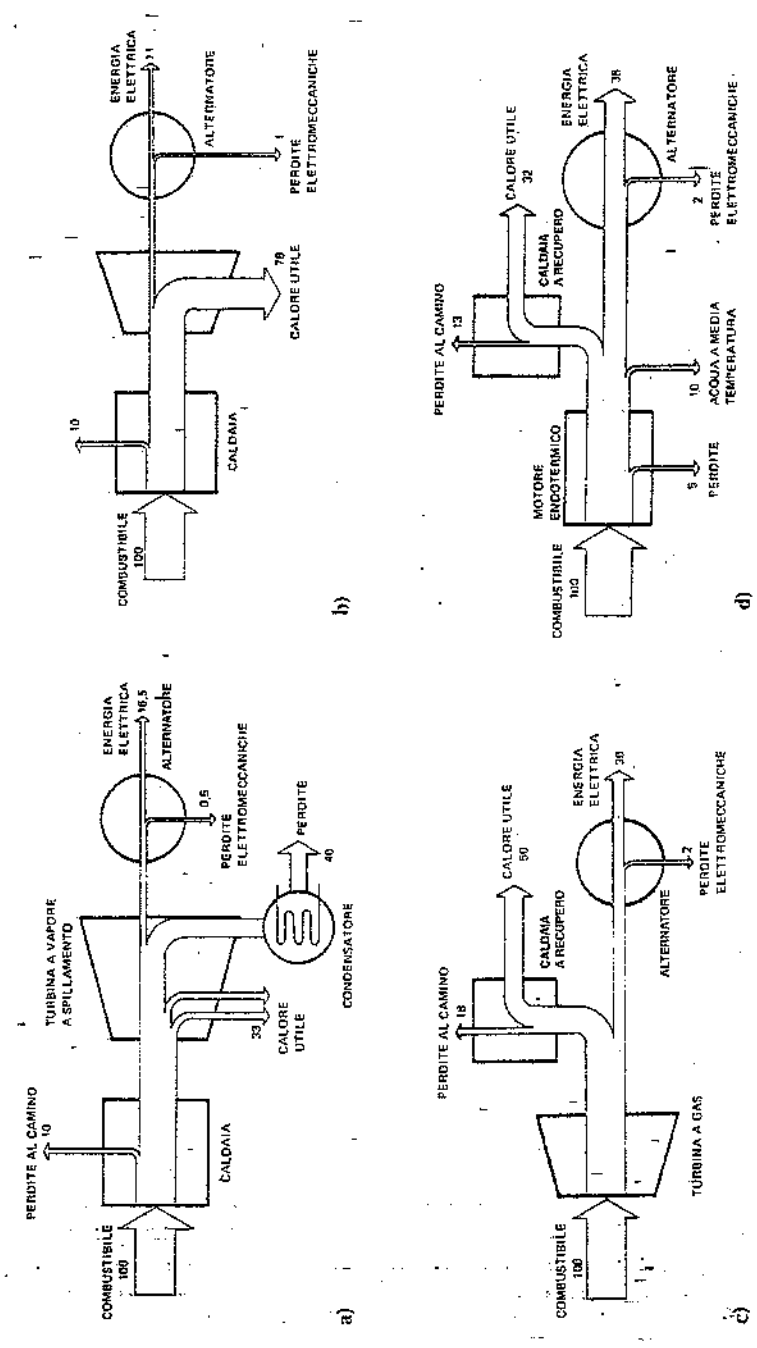


Fig. 54.12 – Impianti di cogenerazione: a) caldaia e turbina a spillamento; b) caldaia e turbina a contropressione; c) turbina a gas con caldaia a recupero; d) motore endotermico e caldaia a recupero.

Tali impianti di cogenerazione prendono anche il nome di sistemi ad energia totale. Essi possono essere costituiti da (fig. 54.12):
- caldaie e turbine a spillamento;
- caldaie e turbine a contropressione;
- gruppi turbogas con caldaia a recupero;
- gruppi a ciclo combinato, con turbina a gas, caldaia a recupero e turbina a vapore (generalmente a spillamento e condensazione);
- sistemi di motori a combustione interna (4) accoppiati a recuperatori di calore;
- impianti ottenuti da combinazioni diverse dei sistemi di cui sopra.

I sistemi a caldaia e turbina a spillamento (fig. 54.12.a) operano in realtà ad energia totale solo per la quota parte di calore "spillato" dalla turbina. Infatti, la turbina a spillamento è una turbina a contropressione seguita da una turbina a condensazione avente elevate perdite allo scarico, ma che può produrre energia meccanica anche in assenza di prelievo di calore; in altre parole, la turbina a spillamento abbina vantaggi e svantaggi delle turbine a contropressione ed a condensazione: può quindi fornire ottime prestazioni globali quando sia utilizzata in condizioni prossime a quelle di progetto.

I sistemi di caldaia e turbina a contropressione (fig. 54.12.b) consentono il recupero integrale dell'energia erogata dalla caldaia, trasformandone una parte in energia elettrica in apposito turbo-alternatore, e mettendo a disposizione la parte restante sotto forma di calore utilizzabile per impieghi diversi.

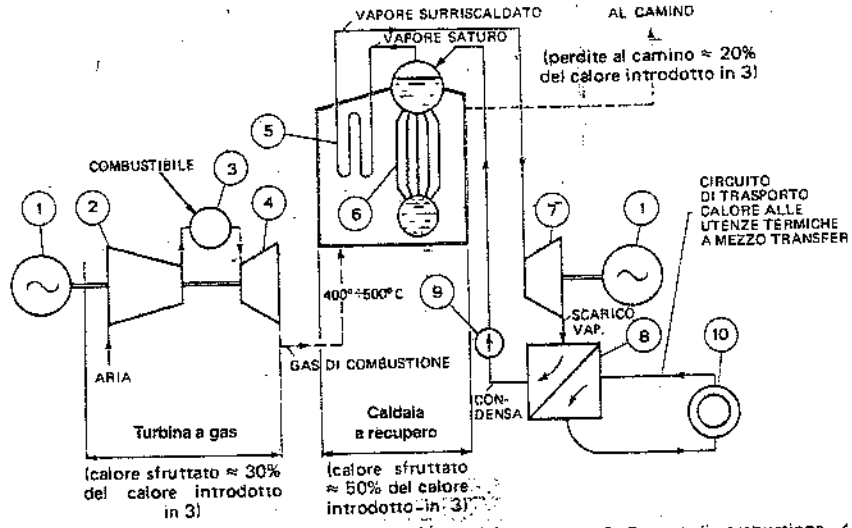
I sistemi di turbina a gas o a motore alternativo a combustione interna abbinati ad una caldaia a recupero (fig. 54.12.c-d) sfruttano in quest'ultima l'energia contenuta nei gas di scarico cedendola ad un transfer (vapore, acqua surriscaldata, acqua calda, olio diatermico, ecc.) utilizzato per usi tecnologici e/o per produrre energia elettrica a mezzo di turboalternatori, oppure energia meccanica a mezzo di turbine azionanti macchine operatrici. È noto che qualsiasi motore a combustione interna (turbina a gas o motore alternativo) scarica gas molto caldi (a temperature superiori a 400°C): l'elevata perdita di calore sensibile al camino comporta quindi un basso rendimento del motore che, pure nei modelli più recenti, raggiunge il 30%. Abbinando una caldaia a recupero ed una turbina a gas o a motore alternativo, si ottiene il duplice scopo di ridurre l'inquinamento termico dell'atmosfera (i fumi sono infatti scaricati a soli 150°-200°C) e di elevare il rendimento del complesso anche fino all'80% (contro il 30% suddetto).

I sistemi a recupero sopra considerati possono essere variamente combinati fra di loro, in relazione alle specifiche utilizzazioni cui sono destinati. Un esempio è illustrato nella fig. 54.13 in cui appare lo schema di un impianto di cogenerazione con turbogas e caldaia a recupero integrati da un turbo-alternatore (utilizzante il vapore surriscaldato prodotto in caldaia) e da uno scambiatore di calore che alimenta utenze tecnologiche e di riscaldamento ambientale.

La figura riporta anche le percentuali del calore, prodotto in camera di combustione, sfruttate e perse al camino: il rendimento complessivo è pari all'80%, contro il rendimento del 30% della sola turbina senza caldaia a recupero: complessivamente, si ha una perdita allo scarico limitata al 20%.

Con riferimento ai sistemi ad energia totale con motori a combustione interna, si

(4) Motori a ciclo Otto per potenze fino a 50 kW_e e diesel o dualfuel per potenze maggiori (fino a 10.000 kW_e).



1. Generatore di energia elettrica (alternatore) - 2. Turbocompressore - 3. Camera di combustione - 4. Turbina a gas - 5. Surriscaldatore del vapore - 6. Fascio tubiero a convezione - 7. Turbina a vapore - 8. Scambiatore di calore per condensazione vapore e conseguente riscaldamento di un transfer (acqua, olio diatermico, ecc.) - 9. Elettropompa di alimentazione caldaia - 10. Utenze termiche.

Fig. 54.13 – Schema di impianto a recupero (ciclo combinato gas-vapore).

riporta ancora la fig. 54.14 relativa al Totem (*Total Energy Module*), costituito da un motore di derivazione automobilistica, alimentato a gas (naturale o biologico), accoppiato direttamente ad un generatore elettrico (alternatore).

Con tale sistema si ottiene:
- produzione di energia elettrica;
- produzione di acqua calda a circa 80°C per usi diversi (domestici, industriali) sfruttando, in opportuni scambiatori di calore, sia l'energia termica contenuta nei gas di combustione scaricati dal motore, sia quella ceduta dall'olio di lubrificazione, dall'acqua di raffreddamento del motore, dall'aria di raffreddamento dell'alternatore.

La figura 54.15 mette a confronto i bilanci energetici di sistemi di generazione tradizionali e del sistema ad energia totale Totem.

In conclusione, nei sistemi ad energia totale l'utilizzazione dell'energia contenuta nel combustibile bruciato sale a valori compresi tra il 65% ed il 90% ed in qualche caso supera il 90%, laddove in una centrale termoelettrica a condensazione, concepita per generare unicamente energia elettrica, il rendimento medio è dell'ordine del 35-40%.

8. Impiego di cicli termodinamici inversi

Un impianto operante secondo un ciclo termodinamico inverso consente di utilizzare energia termica disponibile a temperatura insufficiente (in relazione a determinati impieghi) innalzandone la temperatura ai livelli richiesti: ciò vale sia per usi tecnologici, sia per acclimazione di ambienti.

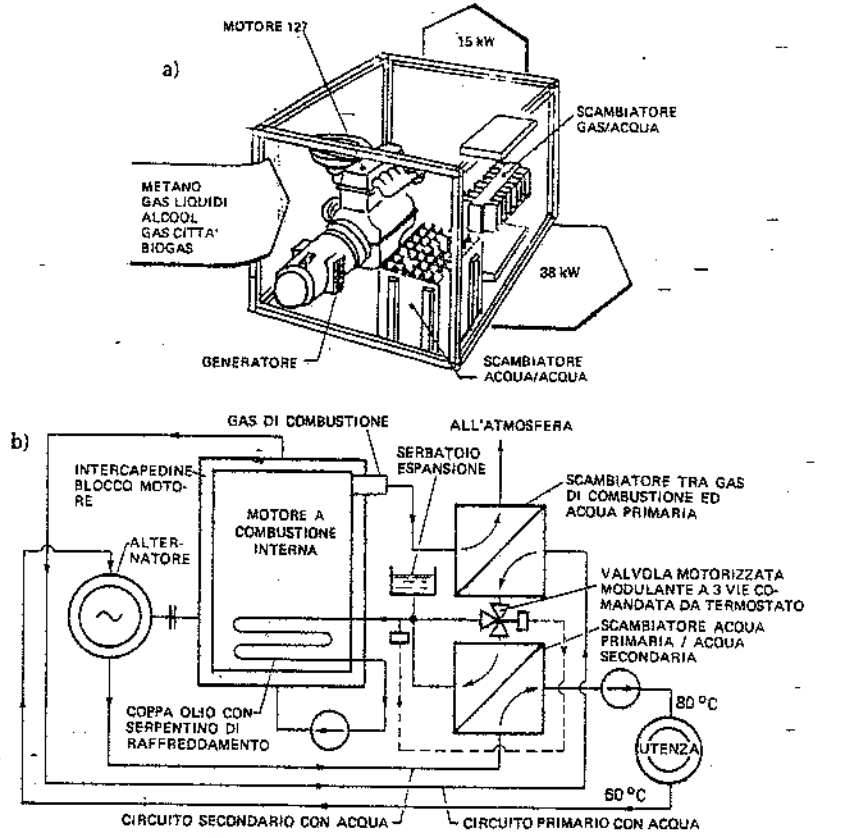


Fig. 54.14 – Sistema Totem: a) vista complessiva; b) schema funzionale.

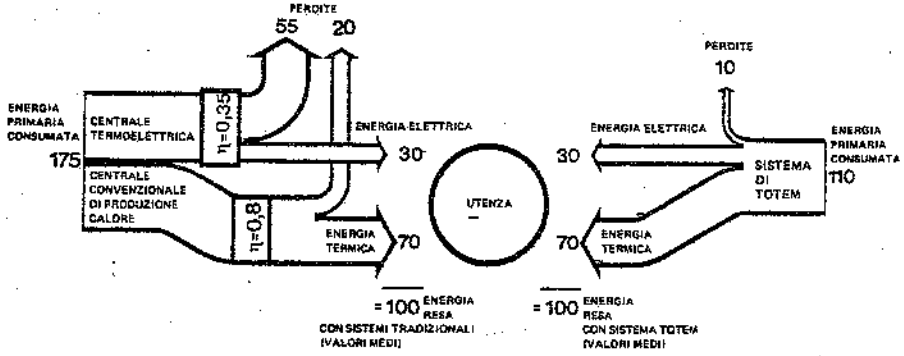
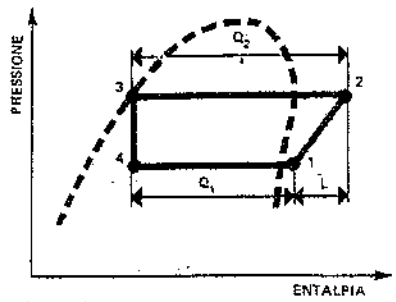


Fig. 54.15 – Confronto tra i fabbisogni di energia primaria dei sistemi di generazione tradizionali e del Totem.

Il ciclo termodinamico inverso (fig. 54.16) è realizzato nelle cosiddette *pompe di calore*, costituite dai seguenti componenti essenziali (fig. 54.17): compressore, condensatore, evaporatore, nei quali circola un fluido frigorigeno (freon).

La pompa di calore costituisce una fonte di energia termica nettamente diversa da quelle convenzionali. La tab. 54.II mette a confronto alcuni sistemi di riscaldamento, indicando i rispettivi consumi in termini di energia primaria (posto uguale a 100 il calore utile). Come si può rilevare, i sistemi tradizionali, quali i riscaldatori a combustione ed i riscaldatori elettrici, richiedono un consumo di energia primaria superiore all'energia termica utilizzata, mentre con la pompa di calore l'energia utile può anche risultare superiore a quella primaria consumata.



L = Lavoro
Q_1 = Calore dell'ambiente esterno
Q_2 = Calore utile per riscaldamento
$Q_2 = Q_1 + L$

$$COP = \frac{Q_2}{L}$$ (valori pratici 3÷6)

Fig. 54.16 – Ciclo termodinamico inverso.

Si consideri la fig. 54.16 (nella quale le energie sono rappresentate da segmenti orizzontali): la differenza fra l'energia utile e l'energia spesa corrisponde ad energia termica sottratta a un fluido esterno avente temperatura più bassa di quella richiesta; si tratta quindi di energia che, per il suo basso livello termico, non sarebbe utilizzabile.

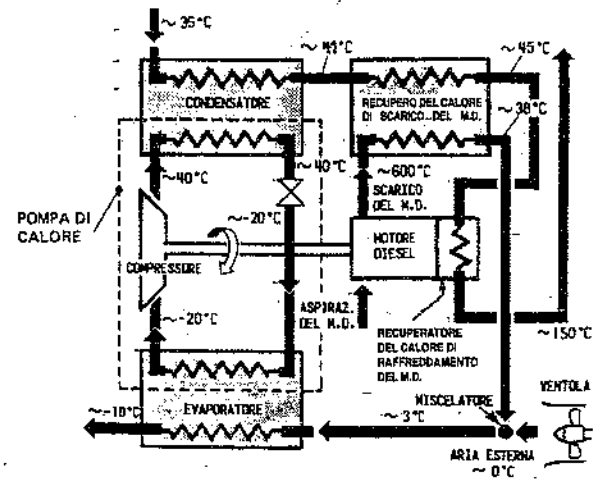


Fig. 54.17 – Schema di funzionamento di una pompa di calore azionata da motore termico (diesel).

Nei cicli termodinamici inversi non è applicabile il concetto di rendimento, ma si utilizza il parametro COP (*coefficient of performance* ossia *coefficiente di prestazione*) che caratterizza la prestazione energetica dei cicli stessi: tale coefficiente cresce al diminuire della differenza fra la temperatura superiore e la temperatura inferiore del ciclo. Pertanto, a parità di temperatura finale, il COP assume valori crescenti con l'aumentare della temperatura della sorgente esterna da cui viene prelevato il calore. In particolare, quando il calore utile deve essere fornito a temperature non inferiori a 45°C (come, ad esempio, nel riscaldamento ambientale),

il COP è di poco superiore a 3 se la sorgente esterna è costituita dall'aria atmosferica di località con clima rigido; sale a oltre 4 se si preleva calore da acque superficiali (fiume, lago, ecc.) e supera il valore 6 se la sorgente fredda ha una temperatura di oltre 20°C, come nel caso delle acque di raffreddamento di processi industriali.

Come appare dalla tab. 54.II, l'applicazione della pompa di calore con compressore azionato da motore elettrico non consente sensibili economie in termini di energia primaria rispetto a una caldaia a gas: si devono infatti conteggiare le perdite nella centrale di generazione dell'energia elettrica, nelle linee di trasporto e negli impianti di trasformazione. Sensibili economie energetiche sono invece ottenibili con un sistema ad utilizzazione termica totale, in cui il compressore della pompa di calore sia azionato da un motore a combustione interna, dal momento che questo consente di recuperare – in appositi scambiatori di calore – la maggior parte del calore sviluppato, ossia delle perdite (fig. 54.17).

Tabella 54.II – Consumi di energia di alcuni sistemi di riscaldamento.

Calore utile:	**100**
Consumi di energia primaria:	
– Riscaldamento elettrico	330
– Caldaia a gasolio	160
– Caldaia a gas	133
– Pompa di calore azionata da motore elettrico	102
– Impianto a utilizzazione totale costituito da pompa di calore azionata da motore termico	65

Nota: "Nel caso delle pompe di calore i consumi sono valutati nell'ipotesi di utilizzare aria esterna a 0°C come fonte di calore a basso livello termico.

Come esempio di impiego della pompa di calore in campo industriale, si riporta in fig. 54.18 uno schema di impianto per un forno di essiccazione. In tale impianto, il calore latente, corrispondente all'umidità contenuta nell'aria uscente dal forno, viene recuperato per riscaldare l'aria inviata al forno stesso; la piccola differenza fra le temperature estreme del ciclo assicura un valore elevato del COP e pertanto, anche nel caso di trascinamento del compressore con motore elettrico, viene garantita una sensibile economia nel consumo di energia primaria rispetto a un forno con riscaldamento tradizionale.

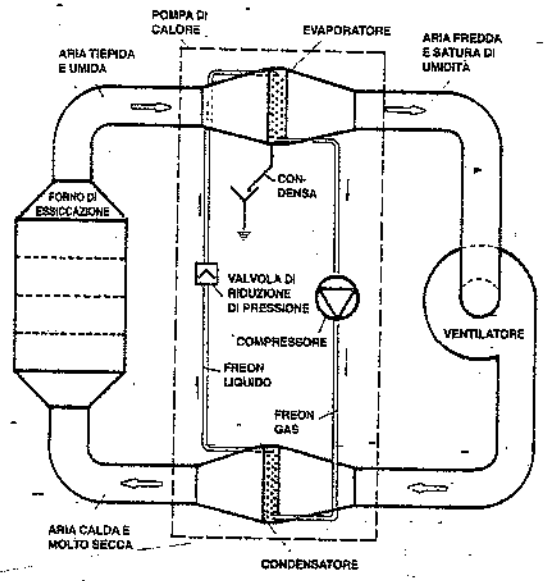


Fig. 54.18 – Essiccatore con rigenerazione del transfer (aria) mediante pompa di calore.

In linea generale, i risparmi energetici nel settore industriale possono essere ottenuti con interventi suddivisibili in tre fasi:

1) *Interventi a breve termine.*
Riguardano l'individuazione di tutte quelle cause di spreco che possono essere annullate con irrilevanti interventi di capitale (tempo di ammortamento non superiore a un anno). Spesso si tratta di: adoperare correttamente gli utilizzatori di energia (illuminazione, riscaldamento, condizionamento); curare la razionale erogazione di fluidi di processo (aria compressa, acqua calda, vapore); porre sotto controllo il fattore di contemporaneità delle utenze elettriche; mantenere collegati solo i trasformatori necessari per l'alimentazione delle utenze.

2) *Interventi a medio termine.*
Prevedono la sostituzione, all'interno di un impianto industriale, di singole macchine e la riorganizzazione di settori, il cui rendimento è carente. Questa fase comporta ovviamente un intervento di capitale, spesso non modesto.

3) *Interventi a lungo termine.*
Sono basati su una analisi critica del flusso energetico estesa all'intero processo o stabilimento. In questa fase non ci si limita allo studio dei singoli componenti degli impianti, ma ci si preoccupa dei vari insiemi di utilizzatori di energia interagenti tra di loro. Nasce quindi l'esigenza di uno studio sistemistico di tutto il complesso in esame. In alcuni casi, i risultati di tale studio possono comportare modifiche sia sugli impianti esistenti che sulla qualità dei prodotti finiti, tali da sconsigliarne l'adozione.

54.4. ESEMPI DI ENERGY SAVING

Riportiamo alcuni esempi concreti di proposte di risparmi energetici nell'ambito di stabilimenti industriali del settore metalmeccanico.

1. La fig. 54.19 evidenzia il profilo energetico – riferito a un anno di esercizio – di uno stabilimento per la produzione in serie di componenti elettromeccanici. La rappresentazione adottata consente di rilevare l'entità delle voci definite come "perdite" rispetto a quelle definite come "energia utilizzata". Nelle perdite è inclusa l'energia che può essere parzialmente recuperata attraverso provvedimenti conservativi a breve termine (ad esempio, le perdite al camino degli impianti termici oppure le perdite per cattiva gestione della centrale dell'aria compressa). Le varie voci che compongono l'energia utilizzata rappresentano le quantità di energia assorbite dal processo produttivo dello stabilimento: tali quantità sono in generale ben superiori alle esigenze di impianti energeticamente ottimizzati, ma spesso non sono riducibili con provvedimenti conservativi di tipo a breve termine. Per lo stabilimento considerato, l'indagine ha indicato che sono possibili i seguenti risparmi, riferiti al consumo energetico globale dello stabilimento (circa 70.000 GWh/anno ≈ 60.000 Gcal/anno ≈ 6000 tep/anno):
– con interventi attuabili senza investimenti di capitale: 7%;
– con interventi che richiedono investimenti di capitale: 6%.
Nella prima voce sono compresi i seguenti interventi:
– miglioramento della combustione nelle caldaie della centrale termica (consumo di gasolio riducibile del 4%) e nei forni di processo (consumo di gas combustibile riducibile in media del 10%);

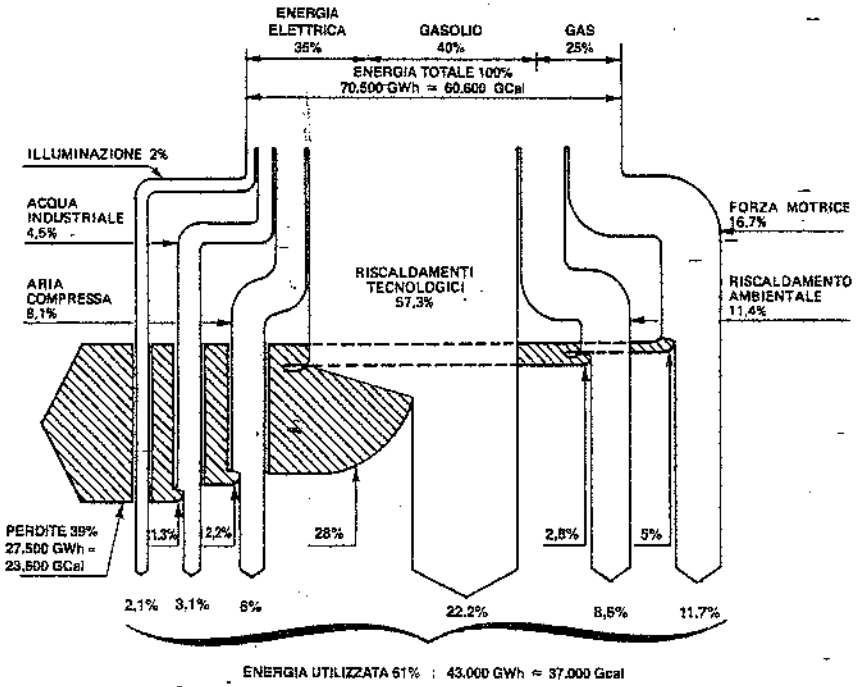


Fig. 54.19 – Schema di ripartizione del flusso energetico in uno stabilimento industriale (su base annua).

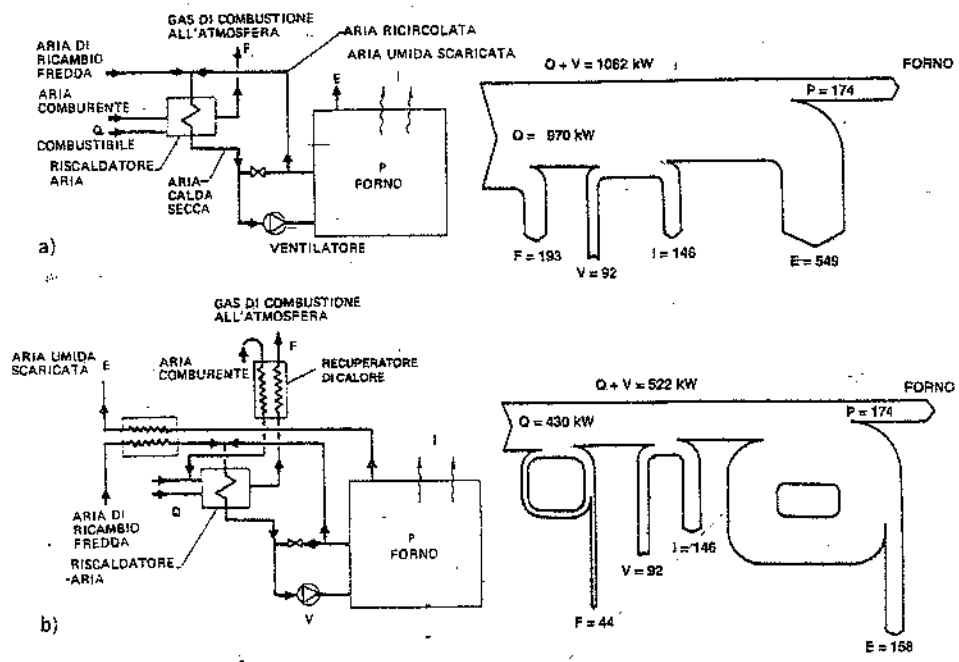
- riduzione del 30% della portata di aria estratta dai forni di cottura dell'impianto di verniciatura;
- eliminazione di perdite della rete dell'aria compressa e razionalizzazione della gestione della centrale di compressione (risparmio del 26% dell'energia elettrica assorbita dai compressori);
- eliminazione di sprechi nell'utilizzazione e nel trattamento dell'acqua (risparmio del 2% dell'energia assorbita dall'impianto dell'acqua industriale).

Gli interventi attuabili con investimenti di capitale si riferiscono a:

- controllo delle punte di carico elettrico attraverso la riduzione automatica di certi carichi nei periodi di massimo prelievo. Questo accorgimento consente di ottenere, a parità di consumo, un beneficio tariffario (spesso superiore al 2÷3%), nonché una riduzione di energia primaria per minori perdite di trasporto (crescenti con il quadrato della potenza);
- trasformazioni sugli impianti dei forni atte a recuperare il calore contenuto nei gas di scarico.

Nel caso degli interventi considerati, il pay-back dell'investimento è mediamente di circa un anno e mai superiore a tre anni, per cui l'attuazione dei provvedimenti risulta consigliabile.

La fig. 54.20 esemplifica una di tali proposte di intervento: per un forno continuo di essiccazione è stata accertata la convenienza di recuperare sia il calore dei fumi di



Q = Potenza termica consumata; P = Potenza termica utile; V = Potenza termica dovuta al ventilatore dell'aria di ricircolazione; I = Perdite per irraggiamento; E = Perdite per ricambio d'aria; F = Perdite al camino (fumi).

Fig. 54.20 – Forno continuo di essiccazione: a) senza impianto a recupero; b) con impianto a recupero.

combustione per preriscaldare l'aria comburente, sia il calore dell'aria scaricata dal forno per preriscaldare l'aria di rinnovo; in fig. 54.20.a è riportato lo schema relativo al funzionamento preesistente; in fig. 54.20.b, lo schema dell'impianto modificato. Lo studio ha indicato che è possibile, a parità di produzione del forno, ridurre di oltre il 50% il consumo di combustibile, con spese di impianto recuperabili in circa un anno di esercizio.

2. Un'indagine svolta sugli impianti di una fonderia di alluminio ha indicato che l'80% dell'energia consumata dai ventilatori dei forni fusori rappresenta uno spreco, drasticamente riducibile modificando il sistema di regolazione della portata d'aria, con un investimento recuperabile in circa un anno. Si noti che, negli impianti di ventilazione progettati non correttamente, lo spreco energetico si accompagna sovente a un'eccessiva rumorosità degli impianti stessi.

3. Un caso interessante di recupero di energia termica è stato individuato in una fonderia di ghisa.

Si è valutato che circa il 30% dell'energia del combustibile introdotto in due forni a cubilotto viene perduta con i gas di scarico; la perdita in termini economici è valutata in oltre 4000 tep/anno. Poiché una quota del calore contenuto nei gas di cubilot-